



Universidad Nacional Mayor de San Marcos

Universidad del Perú. Decana de América

Facultad de Ciencias Físicas

Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de Fluidos

**“Cálculo y selección del sistema de climatización para
laboratorio veterinario – Agrofarma Internacional”**

MONOGRAFÍA TÉCNICA

Para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico de Fluidos

Modalidad M3

AUTOR

Carlos Hugo LAZARTE LAZARTE

Lima, Perú

2018



Reconocimiento - No Comercial - Compartir Igual - Sin restricciones adicionales

<https://creativecommons.org/licenses/by-nc-sa/4.0/>

Usted puede distribuir, remezclar, retocar, y crear a partir del documento original de modo no comercial, siempre y cuando se dé crédito al autor del documento y se licencien las nuevas creaciones bajo las mismas condiciones. No se permite aplicar términos legales o medidas tecnológicas que restrinjan legalmente a otros a hacer cualquier cosa que permita esta licencia.

Referencia bibliográfica

Lazarte, C. (2018). *“Cálculo y selección del sistema de climatización para laboratorio veterinario – Agrofarma Internacional”*. [Monografía técnica de pregrado, Universidad Nacional Mayor de San Marcos, Facultad de Ciencias Físicas, Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de Fluidos]. Repositorio institucional Cybertesis UNMSM.



UNIVERSIDAD NACIONAL MAYOR DE SAN MARCOS

(Universidad del Perú, Decana de América)

FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECANICA DE FLUIDOS

ACTA DE SUSTENTACIÓN DE MONOGRAFÍA TÉCNICA PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO MECANICO DE FLUIDOS POR LA MODALIDAD M3, SUFICIENCIA PROFESIONAL

Siendo las 17:00 horas del día martes 10 de julio de 2018 en el Auditorio de la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de Fluidos, bajo la presidencia del Dr. Ing. CÉSAR ALEJANDRO QUISPE GONZÁLES y con la asistencia del Mg. Ing. ELISEO PAEZ APOLINARIO y de la Ing. MARIA DEL PILAR CHÁVEZ LIZAMA, miembros del Jurado Examinador de Monografía Técnica, de conformidad con la Resolución Rectoral N° 01934-R-02 que aprueba las diferentes modalidades de titulación profesional, se dio inicio a la Sesión Pública de Sustentación de Monografía Técnica en la que el Bachiller CARLOS HUGO LAZARTE LAZARTE puso a consideración del Jurado Examinador su trabajo de Monografía Técnica como parte de los requisitos para optar el Título Profesional de Ingeniero Mecánico de Fluidos por la Modalidad M3, Suficiencia Profesional.

El Presidente del Jurado Examinador dio lectura del Resumen del Expediente e invitó al Bachiller CARLOS HUGO LAZARTE LAZARTE, a realizar la exposición de su trabajo titulado "CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL SISTEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA LABORATORIO VETERINARIO - AGROFARMA INTERNACIONAL" durante un tiempo de 30 minutos.


Concluida la exposición del candidato, y luego de las preguntas de rigor de parte del Jurado Examinador, el Presidente invitó al Bachiller a abandonar momentáneamente la sala de sesión para dar paso a la deliberación y calificación correspondiente. Se procedió a promediar la nota final obtenida en los cursos del Ciclo de Actualización Profesional (CAP), y el resultado se promedió a su vez con la nota de sustentación de la monografía para hallar el promedio final.

Al término de la deliberación del jurado, se invitó al candidato a regresar a la sala de sesión para dar lectura a la calificación final obtenida, la misma que fue:

.....DIECISIETE..... 17.....

El Presidente del Jurado Examinador, Dr. Ing. CÉSAR ALEJANDRO QUISPE GONZÁLES, a nombre de la Nación y de la Universidad Nacional Mayor de San Marcos, declaró al Bachiller CARLOS HUGO LAZARTE LAZARTE Ingeniero Mecánico de Fluidos.

Siendo las 18:30 horas del mismo día, se levantó la sesión.


Dr. Ing. CÉSAR ALEJANDRO QUISPE GONZÁLES
Presidente de Jurado Examinador


Mg. Ing. ELISEO PAEZ APOLINARIO
Miembro de Jurado Examinador


Ing. MARIA DEL PILAR CHÁVEZ LIZAMA
Miembro de Jurado Examinador

Carlos Hugo Lazarte. Todos los derechos reservados.

Dedicatoria

Dedico este trabajo a Dios a mi hermana Fernanda y a mis padres. A Dios porque me ha guiado en cada paso que doy, cuidándome y dándome fortaleza para continuar en mi desarrollo profesional y familiar, a mi hermana Fernanda quien sacrifico su juventud para darme educación y a mis padres, quienes a lo largo de mi vida han velado por mi bienestar y educación siendo mi apoyo en todo momento. Depositando su entera confianza en cada reto que se me presentaba sin dudar ni un solo momento en mi inteligencia y capacidad. Es por ellos que hoy doy un paso en la vida.

Carlos Hugo Lazarte Lazarte

Agradecimientos

A la Escuela Profesional de Ingeniería Mecánica de Fluidos de la Universidad Nacional Mayor de San Marcos mi alma mater el cual tuve el privilegio de formar parte de esta comunidad en mi etapa de formación profesional, A mis profesores que me transmitieron sus conocimientos y consejos para poder desempeñarme con éxito en la vida profesional.

A mi esposa compañera amada que me ha soportado y animado durante todo el tiempo que he tenido que dedicarme a este trabajo y a mis hijos por comprender que para lograr algo en la vida hay que dedicarse y esforzarse hasta lograr el objetivo trazado.

RESUMEN

En el presente Trabajo de Investigación Cálculo y Selección del Sistema de Climatización Para Laboratorio Veterinario Agrofarma Internacional se Tratará realizar los cálculos y selección de partes y accesorios de sistema de climatización para controlar la calidad de aire. porque la climatización juega un papel muy importante en el proceso de almacenamiento de materia prima, fabricación, envasado y almacenamiento de producto terminado reduciendo al mínimo los riesgos de contaminación microbiológica por flujo cruzado;

El cálculo de sistema de climatización se realizara analizando la Lógica de funcionamiento del laboratorio partiendo de la clasificación de cada sala para brindar confort térmico en zonas de actividad estándar y en las zonas de salas limpias control de humedad, $50 \pm 5\%$, temperatura $23 \pm 2^{\circ}\text{C}$, renovación de aire por hora según clasificación, cascada de presiones en todo el área de producción del laboratorio, filtración de alta calidad 99.99%, ruido del sistema en conjunto, control de velocidad de aire en los filtro terminales , rejillas y difusores.

La presente monografía técnica se desarrolla en cuatro capítulos. En el capítulo 1, es la parte introductoria de la monografía técnica, donde se indican los antecedentes, planteamiento del problema, objetivos generales, objetivos específicos, justificación del estudio y ubicación del Laboratorio. En el capítulo 2, se detalla fundamento teórico de la monografía técnica, donde se indica las generalidades y el balance térmico. En el capítulo 3 se menciona los métodos del cálculo térmico para el sistema de aire Acondicionado confort, calculo térmico para zonas estériles, cálculo de caudal de aire para la renovación y casca de presión, indica las condiciones de diseño, localización, área del proyecto, se ve las condiciones interiores y exteriores del ambiente, metodología del cálculo térmico, análisis de los resultados de la carga térmica generada por diversos factores, En el capítulo 4, se realiza costo de los equipos y Accesorios. Finalmente se presenta las conclusiones, recomendaciones, bibliografía y anexos.

Palabras claves: Climatización, Salas Limpias, Flujo de aire, filtros de aire, balance térmico, presión positivo negativo.

INTRODUCCIÓN

La Presente investigación se refiere al cálculo y selección de sistema de climatización para Laboratorio Veterinario Agrofarma Internacional. El Laboratorio se encuentra en proceso de expansión hacia el mercado internacional por lo tanto se ve en la necesidad de Validar y certificar su proceso de producción.

Para el proceso de cálculo y selección es necesario conocer la lógica de funcionamiento del laboratorio para identificar las diferentes áreas críticas y el grado de calidad de aire que necesita; la etapa de clasificación se realizó según la recomendación de las normas ISO 14644-4, OMS, BPM, BPL. como resultado de la clasificación se identificó tres zonas con diferentes calidades de aire. Zona 1 de confort con sistema de aire acondicionado que garantice temperatura de 23°C y humedad de 65%. Zona 2 salas limpias o estériles donde se requiere obtener una buena calidad de aire con control de temperatura de 23° \pm 2°C, humedad relativa de 55% \pm 5%, filtración de 99.95% de eficiencia por último cascada de presiones para evitar la contaminación de flujo cruzado y la zona 3 área no clasificada el cual es necesario implementar con sistema de ventilación mecánica que garantice la calidad de filtración de 90-95% de eficiencia.

Para la zona 1 se realiza el cálculo de carga térmica que es generado en la parte interna por el producto, por las personas, equipos, luces y el calor cedido desde la parte externa por transferencia de calor. Para la zona 2 se calcula el caudal de aire (volumen + renovación de aire por hora). Luego se halla la carga térmica que es generado por el flujo de aire 100% exterior. Con la capacidad térmica se elige el equipo de refrigeración, y para el cálculo de Booster sumamos la caída de presión en todos los accesorios del sistema (ductos, rejillas, codos, filtros de alta y baja eficiencia). por último, cálculo de resistencia eléctrica para ayudar control temperatura y humedad. Zona 3 para el cálculo de sistema de ventilación se halla el caudal de aire considerando cambios de aire por hora y cascada de presiones, y la sumatoria de caída de presión de todo el sistema.

Al termino de instalación del sistema se realizó la prueba de funcionamiento en vacío y con simulación de producción para regular los parámetros de funcionamiento. Como parte de cumplir los estándares de calidad intervino una tercera empresa para validar y certificar la calidad de las salas limpias.

INDICE

Dedicatoria.....	I
Agradecimientos	II
RESUMEN	III
INTRODUCCIÓN.....	IV
INDICE.....	V
CAPÍTULO I.....	1
PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	1
1.1 Generalidades	1
1.2 Formulación del problema.....	1
1.3 Antecedentes.....	1
1.4 Objetivos.....	1
1.4.1 Objetivo General	1
1.4.2 Objetivos específicos.....	1
1.5 Limitaciones del tema.....	2
1.6 Ubicación de la zona de estudio (planos mapas, fuente).....	2
1.6.1 Ubicación geográfica del Laboratorio	2
CAPÍTULO II.....	3
MARCO TEORICO	3
2.1 Composición del aire	3
2.2 Radiación solar	3
2.3 Condiciones de bienestar	4
2.4 Calor generado por el cuerpo humano.....	5
2.5 Efecto de la distribución de temperaturas.....	5
2.6 Necesidad de ventilar un local.....	5
2.7 Ruidos y vibraciones	5
2.8 Propiedades del aire.....	6
2.8.1 Temperatura de bulbo seco (BS)	6
2.8.2 Temperatura de bulbo húmedo (BH).....	6
2.8.3 Temperatura de punto de rocío (PR)	6
2.8.4 Relación de Humedad (W)	6
2.8.5 Humedad relativa (HR)	6
2.8.6 Volumen específico (v)	7
2.8.7 Entalpía específica (h)	7
2.9 Cargas de enfriamiento	7
2.10 El efecto de almacenamiento de calor	7
2.11 Estudio del local - características del local y fuentes de carga térmica.....	7
2.12 Estimación de la carga de acondicionamiento de la Sala	8
2.12.1 Conducción a través de la estructura exterior.....	9
2.12.2 Conducción a través de la estructura interior	10
2.12.3 Radiación solar a través de los vidrios	10
2.12.4 Alumbrado.....	11
2.12.5 Personas	11
2.12.6 Equipos	12
2.12.7 Ventilación	12
2.13 Infiltración	12
2.13.1 Caudal CFM	13
2.13.2 Método de las fisuras.....	13
2.13.3 Método del cambio de Aire	13
2.14 Ganancia de calor en ductos	13
2.15 Calor desprendido en ventiladores y bombas	14
2.16 Oscilaciones de temperatura.....	14
2.17 Psicrometría.....	14

2.17.1 Carta psicrométrica.....	15
2.17.2 Construcción de la carta psicrométrica.....	15
2.17.3 Localización de la condición del aire en la carta psicrométrica.....	16
2.18 Condensación en las superficies.....	16
2.19 Líneas de proceso en la carta psicrométrica.....	16
2.19.1 Cambios de calor sensible.....	16
2.19.2 Variaciones de calor latente (humidificación y deshumidificación).....	17
2.19.3 Variación combinada de calor sensible y calor latente.....	17
2.20 Operaciones básicas psicrométricas.....	18
2.20.1 Mezcla de dos caudales de aire húmedo.....	18
2.21 Análisis psicrométrico del sistema de acondicionamiento de aire.....	19
2.21.1 Determinación de las condiciones de aire de suministro.....	19
2.22 Línea de relación de calor sensible.....	20
2.23 Análisis psicrométrico completo.....	21
2.24 Componentes básicos de sistema de aire acondicionado.....	21
2.24.1 Compresor.....	21
2.24.2 Evaporador.....	21
2.24.3 Condensador.....	22
2.24.4 Válvula de expansión.....	22
2.25 Líneas de admisión y descarga.....	22
2.26 Clasificación de sistemas.....	23
2.26.1 Sistemas todo aire.....	23
2.26.2 Sistemas toda agua.....	23
2.26.3 Sistemas de aire – agua (ya no se usa).....	23
2.26.4 Sistemas de Refrigerante - aire.....	23
2.27 Comparación de sistemas unitarios y centrales.....	24
2.28 Climatizadores.....	24
2.28.1 Módulo de enfriamiento:.....	24
2.28.2 Módulo de calefacción:.....	24
2.28.3 Módulo de humidificación:.....	24
2.28.4 Módulo de mezcla:.....	24
2.28.5 Módulo de entrada:.....	25
2.28.6 Módulo de impulsión:.....	25
2.29 Diseño de Conductos.....	25
La ecuación de continuidad.....	25
2.30 Pérdida de fricción en flujo de aire a través de ductos.....	26
2.31 Pérdidas de presión en conexiones de ductos.....	27
2.32 Método de diseño de ductos.....	28
2.32.1 Método de igual fricción.....	28
2.33 Áreas blancas o salas limpias.....	28
2.33.1 IQ / ISO 14644 y diferencial de presión.....	29
2.33.2 Diferencial de presión.....	29
2.33.3 En / ISO 14644 y velocidad de flujo de aire.....	29
2.33.4 Normas técnicas caudal de aire.....	29
2.33.5 Climatización.....	30
2.33.6 Clasificación de Salas Limpias.....	31
2.33.7 Bacterias y Partículas que portan las Personas (operarios y visitantes).....	31
2.34 Filtros.....	32
2.34.1 Contaminantes.....	32
2.34.2 Criterios de características.....	32
2.35 Normas y reglamentos para clasificar los filtros.....	33
2.35.1 Clasificación de baja y media eficiencia de filtros según UNE-EN-779:2012.....	33

2.35.2 Clasificación de alta eficiencia según la norma UNE-EN- 1822.....	34
2.36 Ventilador (Inyector y Extractor de Aire)	34
2.36.1 Los ventiladores se clasifican en dos grupos generales.....	34
2.36.2 Centrífugos o radiales.....	34
2.36.3 Características de ventiladores centrífugos.	35
2.36.4 Axiales	35
2.36.5 Proceso de Selección del Ventilador	36
2.36.6 Uso de catálogo del fabricante para la selección final:	36
2.36.7 Calculo de Potencia del motor eléctrico	36
2.37 Resistencia Eléctrica.....	37
CAPITULO III	38
CALCULOS DE SISTEMA DE CLIMATIZACION.....	38
3.1. Condiciones iniciales de Diseño.....	38
3.2 Condiciones de diseño interiores y exteriores del Laboratorio Agrofarma Internacional	38
3.3 Metodología del cálculo	40
3.3.1 Calculo térmico para Aire Acondicionado de uso confort	40
3.3.2 Calculo térmico para 100% aire fresco con control de calidad	40
3.3.3 Calculo sistema de ventilación	41
3.4 Calculo para sistema de Aire Acondicionado de uso Confort.....	41
3.4.1 Calculo de las ganancias de calor por conducción a través de la estructura exterior e interior de los ambientes del laboratorio.	41
3.4.2 Análisis de las áreas de paredes, techos y pisos	41
3.4.3 Análisis de ganancia de calor por conducción.....	41
3.4.4 Coeficiente global de transferencia de calor (BTU/(h-ft ² -°F)	41
3.4.6 Cálculo de las ganancias de calor por conducción	47
3.4.7 Análisis de ganancia de calor por radiación a través de los vidrios	48
3.4.8. Análisis de las áreas de vidrios orientados al exterior.....	49
3.4.9 Factor de ganancia máxima de calor solar- FGCS (BTU/h- ft ²).....	49
3.4.10 Coeficiente de sombreado – CS.....	50
3.4.11 Factor de carga de enfriamiento para vidrio sin sombreado interior - FCE	51
3.4.12 Cálculo de la ganancia de calor por radiación a través de vidrios.....	52
3.4.13 Análisis de ganancia de calor alumbrado	52
3.4.14 Capacidad del alumbrado – W (WATTS)	52
3.4.15 Factor de balastra.....	52
3.4.16 Factor de carga de enfriamiento para el alumbrado.....	53
3.4.17 Cálculo de la ganancia de calor por alumbrado.....	53
3.4.18 Análisis de ganancia de calor infiltraciones a través de ventanas y puertas orientadas al exterior.	53
3.4.19 Flujo de ventilación - CFM (ft ³ /min)	54
3.4.20 Cambio de temperaturas y relaciones de humedad entre el aire exterior e interior - CT (°F) – W (g agua/lb a.s).....	54
3.4.21 Condiciones de aire exterior máximo promedio (SENAMHI).....	54
3.4.22 Condiciones de aire interior (DISEÑO)	54
3.4.23 Calculo de las ganancias sensibles y latentes por infiltraciones.....	54
3.4.24 Ganancia de calor sensible	55
3.4.25 Ganancia de calor latente.....	55
3.4.26 Análisis de ganancia de calor por las personas.....	55
3.4.27 ganancia de calor sensible y latente por persona – Qs – Ql	55
3.4.28 Factor de carga de enfriamiento para las personas – FCE	56
3.4.29 Cálculo de la ganancia de calor sensible y latente por personas	56
3.4.30 Ganancia de calor sensible	57
3.4.31 Ganancia de calor latente.....	57

3.4.32	Análisis de ganancia de calor por equipos.....	57
3.4.33	Calculo de la ganancia de calor por equipos	57
3.4.34	Análisis de ganancia de calor por ventilación	57
3.4.35	Flujo de ventilación - CFM (ft ³ /min)	58
3.4.36	Cálculo de los CFM en función de las renovaciones / hora	58
3.4.37	Cambio de temperaturas y relaciones de humedad entre el aire exterior y el aire que recircula de los recintos - CT (°F) – W (g agua/lb a.s.).....	59
3.4.38	Calculo de las condiciones del aire de recirculación.....	59
3.4.39	Relación de aire exterior (20%) y aire de recirculación (80%)	59
3.4.40	Temperatura de bulbo seco de aire mezclado.....	59
3.4.41	Relación de humedad del aire mezclado	59
3.4.42	Calculo del cambio de temperatura con aire mezclado	60
3.4.43	Calculo de ganancia de calor sensible con aire mezclado	60
3.4.44	Calculo de ganancia de calor latente con aire mezclado	60
3.5	Calculo Térmico para 100% aire fresco con control de una buena calidad de Aire que garantice una sala limpia calidad ISO 7.	61
3.5.1	Calculo de ganancia de calor sensible de aire 100% exterior	62
3.5.2	Calculo de ganancia de calor latente de aire 100% exterior Área de Pesada	62
3.5.3	Cálculo de carga térmica total de la Área de Pesada.....	63
3.5.4	Proceso de selección de Equipos de Enfriamiento según factibilidad de uso	64
3.5.5	Selección de Equipos de enfriamiento	64
3.6	Dimensionamiento de los ductos	64
3.7	Calculo de caída de presión en ductos y accesorios del sistema de climatización.	67
3.8	Selección de filtros de aire y la caída de presión de cada filtro.....	68
3.9	Calculo para selección de un ventilador Centrífugo (Inyector o Booster)	70
3.10	Densidad del aire	70
3.11	Altura (H) en metro por columna de aire	70
3.12	Calculo para seleccionar el inyector (Booster).....	71
3.12.1	cálculo de Potencia del motor eléctrico.....	71
3.12.2	Selección del motor eléctrico que accionara el ventilador	71
3.12.3	Selección del Número de Revoluciones N	72
3.12.4	Selección del inyector según recomendación del fabricante.	72
3.12.5	Resultado de capacidad del inyector (Booster) y condiciones de trabajo. ..	74
3.13	Cálculo y selección de resistencia eléctrica (kW)	74
3.14	Calculo de Caudal del inyector y extractor de aire para áreas no clasificadas ...	75
CAPÍTULO IV	76
4.1	Calculo de costos de equipos materiales y costo de instalación.....	76
RECOMENDACIONES	82
BIBLIOGRAFIA	83
ANEXO	84

CAPÍTULO I

PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA

1.1 Generalidades

El Laboratorio necesita Validar y Certificar su proceso de producción y sistema de climatización es fundamental para garantizar una buena calidad de aire. Por lo tanto La presente investigación será de mucha utilidad para realizar cálculo y selección de sistemas de climatización para aplicación en laboratorios veterinarios.

1.2 Formulación del problema

El Clima En la ciudad de Lima en época de verano son calorosas, con humedad relativa alta y contaminación del aire por el parque automotor y polución de polvo. Por lo tanto, es necesario realizar un tratamiento al aire antes que ingrese a la sala de producción.

1.3 Antecedentes

Se encontró trabajos de investigación para salas limpias para aplicación Hospitalaria pero no para Laboratorio Veterinario por eso fue necesario un análisis entre los responsables del Laboratorio y el especialista en sistema de climatizacion.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo General

El objetivo general de la presente monografía es realizar el cálculo y Selección del Sistema de climatización para laboratorio VETERINARIO – AGROFARMA INTERNACIONAL

1.4.2 Objetivos específicos

Entre los objetivos específicos se pueden mencionar

- a. Clasificar según normas vigentes cada una de las áreas del Laboratorio según actividad de producción y a partir de esta clasificación identificar qué tipo de sistemas debe implementarse para las diferentes áreas.
- b. Cálculo y selección del sistema de Aire Acondicionado que garantice condiciones de confort.
- c. Cálculo y selección de sistema de climatizacion para las salas limpias o área críticas con la finalidad obtener una buena calidad de aire con parámetros de funcionamiento controlados.
- d. Cálculo y selección de Sistema de ventilación mecánica para áreas no clasificadas.

1.5 Limitaciones del tema

En el presente proyecto no se realizó cálculo de flujo de refrigerante en el sistema se usó la recomendación del fabricante.

No se realizó cálculo de intercambiadores de calor de la unidad condensadora y de la unidad evaporadora, en la selección se optó por usar equipos convencionales y disponibles en el mercado por el tema de costo.

No se realiza el cálculo de línea de Alimentación Eléctrica.

1.6 Ubicación de la zona de estudio (planos mapas, fuente)

El laboratorio “Agrofarma Internacional” es una Empresa privada Cuya Planta está ubicado en Calle los Algarrobos B1-27 Lima 29 San Juan de Miraflores, siendo su actividad principal la fabricación de productos veterinarios para el mercado local e internacional.

El laboratorio tiene un área de 600 m² para el proceso de fabricación del producto veterinario, 300 m² en el primer piso y 300 m² en el quinto piso, los pisos intermedios son áreas administrativas y almacén de productos terminados.

1.6.1 Ubicación geográfica del Laboratorio

Según los datos obtenidos de GOOGLE Maps tenemos los siguientes resultados

figura 1.1: Latitud $12^{\circ} 09' 05''$ S y Longitud $76^{\circ} 58' 12''$ O

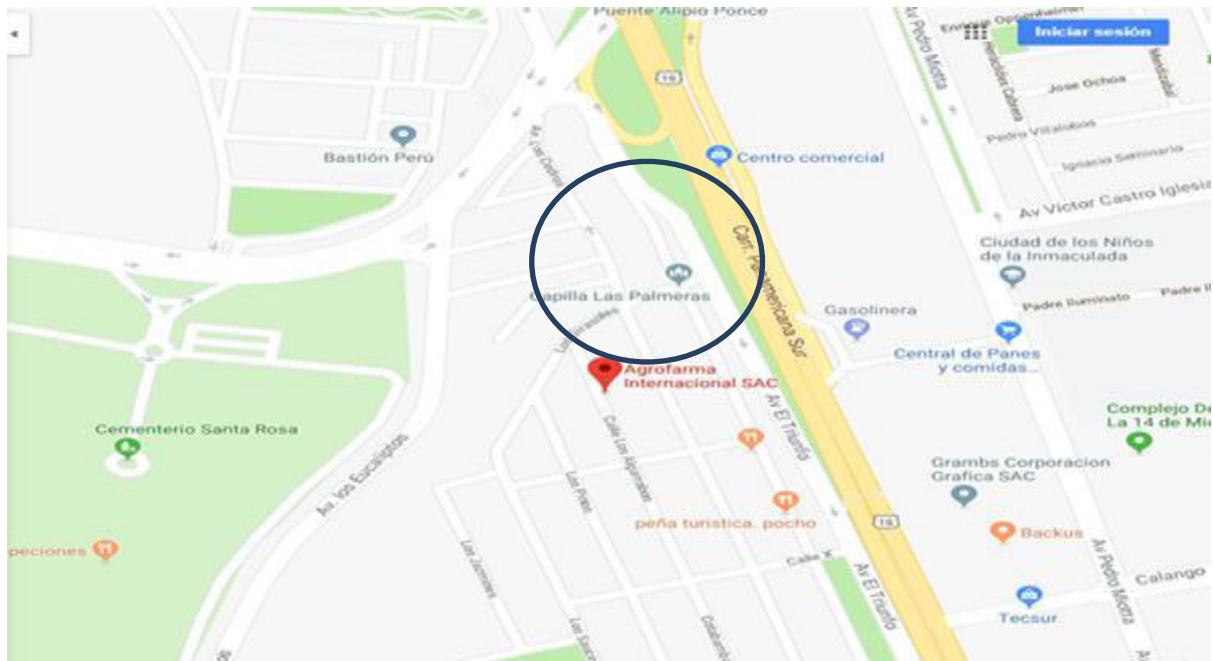


Figura 1.1 – Ubicación de la zona del proyecto

Fuente:<https://www.google.com.pe/maps/place/Agrofarma+Internacional>

CAPÍTULO II

MARCO TEORICO

2.1 Composición del aire

Según Angel Luis Miranda. El oxígeno es indispensable para la vida, puesto que interviene en el mecanismo de la respiración de los seres vivos, tanto animales como vegetales. Sin embargo, desde el punto de vista del aire acondicionado, quizás el componente más importante es el agua. Tiene la propiedad de realizar cambios de estado según la temperatura del aire; la podemos encontrar en estado líquido, sólido y gaseoso.

En la siguiente tabla se indica el contenido, en volumen, de los componentes del aire, sin contar con el vapor de agua.

Tabla 2.1 Composición del aire en volumen.

GAS	CONTENIDO
Nitrógeno	78,09
Oxígeno	20,95
Argón	0,93
Dióxido de Carbono	0,03

Fuente: Ángel Luis Miranda (2007) Psicrometría. En Boixareu (Ed) Técnicas de climatización, Barcelona: MARCOMBO S.A.

2.2 Radiación solar

Según Angel Luis Miranda. El sol emite radiación como si se tratase de un cuerpo negro a 5762 K, debido a que se produce una reacción termonuclear de fusión; la energía emitida se propaga en todas las direcciones del espacio a la velocidad de 300000 Km/s y está constituida por radiación electromagnética de diversa longitud de onda.

Supongamos que, a la distancia media entre el Sol y la Tierra, colocamos una superficie de 1 m², de forma que intercepte perpendicularmente los rayos solares. La energía recibida por esta superficie se **llama constante solar** y su valor es de 1352 W / m². Es evidentemente que a la Tierra llega menos cantidad de energía que la citada, debido a la atenuación y absorción que se produce en la atmósfera.

Es importante matizar algunos términos relacionados con la radiación solar.

- **Radiación Directa:** Es la que llega procedente directamente del Sol.
- **Radiación Difusa:** La que llega desde el cielo en todas las direcciones, excepto la del Sol.
- **Radiación Global:** La suma de las dos anteriores.
- **Irradiancia:** Es la energía radiante recibida por unidad de tiempo sobre una

unidad de área. Se expresa en W/m^2 . Es un valor que varía a lo largo del tiempo. Suele darse en media horaria. Se mide con piranómetro.

- **Irrradiación:** Es la energía radiante recibida durante un cierto intervalo de tiempo sobre una unidad de área. Se expresa en J / m^2 .
- **Insolación:** Es el intervalo de tiempo durante el cual el Sol está despejado. Se expresa en horas. El instrumento de medida se llama heliógrafo.

Para saber la energía que realmente llega sobre una determinada superficie o placa, es necesario conocer la situación del Sol; para ello debe **conocerse la latitud del lugar, el día y la hora solar. La hora solar es el tiempo en horas, antes o después del mediodía**, siendo el mediodía el instante en el que el Sol ocupa la posición más alta en el cielo.

2.3 Condiciones de bienestar

Según Angel Luis Miranda. Está demostrado que ciertas condiciones ambientales proporcionan una sensación placentera. Es evidente que la temperatura será uno de los principales parámetros a tener en cuenta y la humedad también.

- Temperatura, Humedad del aire.
- Ruido, Ventilación y purificación del aire.

El control de estos factores nos dará la clave para conseguir un ambiente de confort o bienestar.

El bienestar se determina experimentalmente sometiendo a una serie de personas a diferentes condiciones. Estos gráficos se llaman diagramas de confort. Uno de los más utilizados es el confeccionado por ASHRAE (American Society Of Heating And Air-Conditioning Engineers) que se reproduce en la siguiente figura 2.1

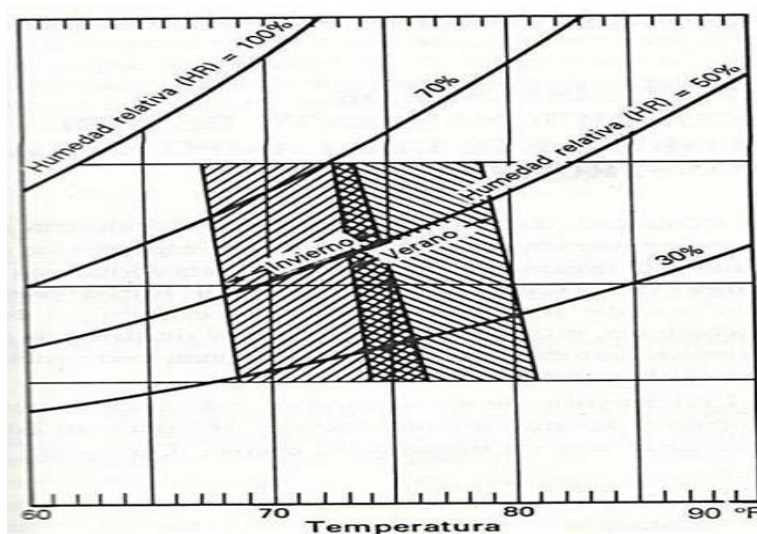


Figura 2.1 Zonas de confort de temperatura y humedad de aire en interiores.

Fuente: Ángel Luis Miranda (2007) Psicrometría. En Boixareu (Ed) Técnicas de climatización, Barcelona: MARCOMBO S.A.

2.4 Calor generado por el cuerpo humano

Según Luis Angel Miranda La energía necesaria para que el cuerpo humano funcione se extrae mediante ciertas reacciones químicas que, generalmente, consisten en quemar grasas y otras sustancias de reserva. Ahora bien, la cantidad de calor es proporcional a la cantidad de trabajo realizado y si hay más producción de calor, también será mayor la cantidad de calor residual que deberá eliminarse.

Tabla 2.3 Calor producido por el cuerpo humano

CLASE DE TRABAJO	ACTIVIDAD	CALOR POR UNIDAD DE TIEMPO (W)
Ligero	Durmiendo	73
	Sentado	116
	Sentado con movimiento	161
Moderado	Sentado con movimiento	176
	Trabajo ligero	176
Pesado	Trabajo de pico y pala	513

Fuente: Ángel Luis Miranda (2007) Psicrometría. En Boixareu (Ed) Técnicas de climatización, Barcelona: MARCOMBO S.A.

2.5 Efecto de la distribución de temperaturas

Según Luis Angel Miranda En una habitación climatizada, la distribución de temperaturas no es uniforme. En general, dependerá del tipo de calefacción o refrigeración empleado. Este fenómeno es más usado en el caso de la calefacción; la temperatura no es la misma a medida que vamos subiendo.

2.6 Necesidad de ventilar un local

Según Luis Angel Miranda En un local cerrado siempre se producen gases o humos aumentando la concentración de CO₂ que pueden ocasionar molestias, e incluso, pueden ser perjudiciales para la salud.

Con la ventilación adecuada del ambiente evitaremos concentración de aire contaminado, evitaremos transmisión de enfermedades infectas respiratorias para el cual inyectamos aire fresco al área climatizado cuya cantidad está sujeto al tipo de actividad a realizar.

Con relación al sudor, cuya evaporación es una de las causas que produce mayor degradación del aire interior, es evidente que cada persona se verá afectada por este fenómeno de forma muy particular, de acuerdo al sexo, peso, edad, etc.

2.7 Ruidos y vibraciones

Según Luis Angel Miranda Los ruidos y vibraciones de la maquinaria de las instalaciones pueden afectar el bienestar de los usuarios, por lo que el RITE mediante ITE 02.2.3 regula los máximos permitidos. En la siguiente tabla se indican estos valores.

Tabla 2.4 Valores máximos admisibles de niveles sonoros Para el ambiente

TIPO DE LOCAL	VALORES MÁXIMOS DE NIVEL SONORO (dBA)	
	DÍA	NOCHE
Oficinas	45	-
Locales comerciales	55	-
Cultura y religión	40	-
Docencia	45	-
Hospitales	40	30
Ocio	50	-
Residencial	40	30
Vivienda:		
Piezas habitadas, excepto cocina	35	30
Pasillos, aseos y cocina	40	35
Zonas de acceso común	50	40
Espacios comunes: vestíbulo, pasillos	50	-
Espacio de servicio: aseos, cocinas,		

Fuente: Ángel Luis Miranda (2007) Psicrometría. En Boixareu (Ed) Técnicas de climatización, Barcelona: MARCOMBO S.A.

2.8 Propiedades del aire

Según Edward G. Pita Las propiedades físicas del aire atmosférico se definen como sigue:

2.8.1 Temperatura de bulbo seco (BS)

Es la temperatura del aire, tal como la indica un termómetro. Las palabras temperatura y temperatura de bulbo seco se emplean para designar lo mismo tratándose del aire.

2.8.2 Temperatura de bulbo húmedo (BH)

Es la temperatura que indica un termómetro cuyo bulbo está envuelto en una mecha empapada en agua, en el seno de aire en rápido movimiento.

2.8.3 Temperatura de punto de rocío (PR)

Es la temperatura a la cual el vapor de agua en el aire se comienza a condensar si se enfría el aire a presión constante.

2.8.4 Relación de Humedad (W)

A la cual se la llama también humedad específica. Es el peso de vapor de agua por libra de aire seco, expresado en lb/lb de aire seco.

2.8.5 Humedad relativa (HR)

Es la relación de presión real de vapor de agua en el aire con la presión de vapor de agua si el aire estuviera saturado a la misma temperatura de bulbo seco. Se expresa en porcentaje.

2.8.6 Volumen específico (v)

Es el volumen de aire por unidad de peso de aire seco. Se expresa generalmente en ft^3/lb de aire seco.

2.8.7 Entalpía específica (h)

Es el contenido de calor del aire, por unidad de peso. Generalmente se expresa en BTU/lb de aire seco. Esta entalpía es la entalpía del aire seco más la de su contenido de vapor de agua, calculadas una temperatura arbitraria de referencia en la cual la entalpía tiene un valor de cero.

2.9 Cargas de enfriamiento

Según Edward G. Pita El interior de un edificio gana calor debido a varias fuentes. Si la temperatura y humedad del aire en los recintos se deben mantener a un nivel confortable, se debe extraer calor para compensar las ganancias mencionadas. A la cantidad neta de calor que se retira se llama CARGA DE ENFRIAMIENTO.

Los métodos de cálculo de las cargas de enfriamiento que se emplearán aquí son los que recomienda el ASHRAE (Fundamentals Handbook, 1985)

2.10 El efecto de almacenamiento de calor

Según Edward G. Pita La ganancia de calor bruta del recinto es la velocidad a la que se recibe calor en cualquier momento del recinto. Esta ganancia de calor está constituida por partes procedentes de muchas fuentes: radiación solar, alumbrado, conducción y convección, personas, equipos, infiltración.

2.11 Estudio del local - características del local y fuentes de carga térmica

Según Carrier Air Conditioning Co. Para una estimación realista de las cargas de refrigeración es requisito fundamental el estudio riguroso de las componentes de carga en el espacio que va a ser acondicionado. En todo caso deben considerarse los siguientes aspectos físicos:

- Orientación del edificio y situación del local a acondicionar con respecto a:
Puntos cardinales, estructuras permanentes próximas, superficies refractantes.
- Destino del local: oficina, Laboratorio, hospital, local de ventas, etc.
Dimensiones del local: largo, ancho y alto.
- Altura de techo: de suelo a suelo, de suelo a techo, etc.
- Condiciones del entorno: edificios o estructuras vecinas, condiciones térmicas de los espacios o recintos colindantes, etc.
- Ventanas: dimensiones y situación, orientación hacia el exterior, etc.
Puertas: Situación, tipo, dimensiones y frecuencia de empleo.

- Escaleras y huecos verticales.
- Ocupantes: número, tiempo de ocupación, naturaleza de la actividad, alguna concentración especial.
- Alumbrado: Potencia en la hora punta. Tipo: incandescente, fluorescente, directo o indirecto.
- Motores: situación, potencia nominal y régimen de trabajo.
- Equipos y utensilios diversos que funcionan dentro del recinto (ordenadores, cafeteras, cocinas, etc.) Debe conocerse, con la mayor precisión posible sus características de funcionamiento.
- Ventilación necesaria en función de recinto y del nivel de bienestar deseado, respecto a las condiciones mínimas exigida por la norma vigente.

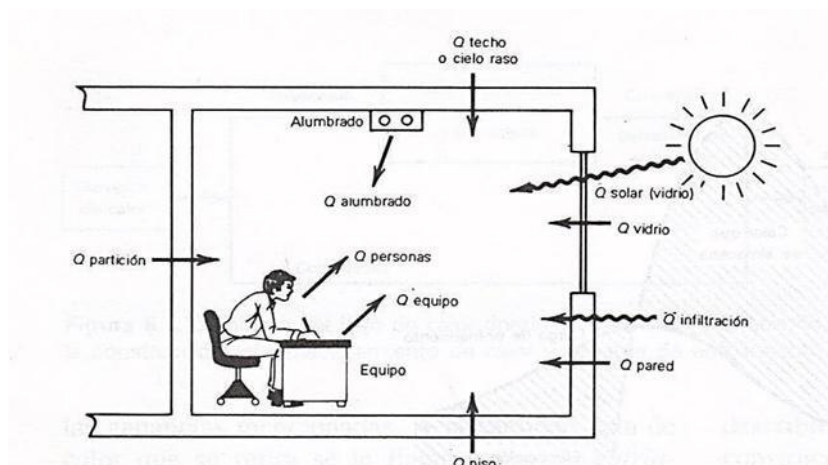
2.12 Estimación de la carga de acondicionamiento de la Sala

Según Carrier Air Conditioning Co. Debe estimarse la carga de refrigeración de un recinto para poder dimensionar correctamente la instalación: potencia del equipo, conductos de aire, sistemas de control, etc. Para ello debe escogerse unas condiciones interiores y exteriores de cálculo, que vienen determinadas en el reglamento de calefacción y refrigeración.

Los componentes que contribuyen a la ganancia de calor en el recinto son los siguientes:

- Conducción a través de paredes, techos, y vidrios al exterior.
- Conducción a través de divisiones internas, cielos rasos y pisos.
- Radiación solar a través de los vidrios.
- Alumbrado.
- Personas.
- Equipos.
- Infiltración del aire exterior a través de aberturas.

Figura 2.2 Componentes de la ganancia de calor del recinto



Fuente: Edward G Pita (1994). CALCULO DE CARGAS DE ENFRIAMIENTO. Compañía Editorial Continental S.A (Ed). Acondicionamiento de aire. México: Grupo Patria Cultural

2.12.1 Conducción a través de la estructura exterior

Según Edward G. Pita Las ganancias de calor por conducción a través de paredes, techos, vidrios que se dan al exterior se calculan con la siguiente ecuación:

$$Q=U \times A \times DTCE \quad [2.1]$$

Dónde:

Q = Ganancia neta del recinto por conducción a través del techo, paredes o vidrio;
BTU/h

U = Coeficiente general de transferencia de calor para el techo, paredes o vidrios;

BTU/h – ft² - °F

A = Área del techo, paredes, o vidrios; ft²

$DTCE$ = Diferencia de temperatura para carga de enfriamiento; °F

“Los valores de las tablas se basan en temperaturas de diseño de interior de 78°F y una temperatura exterior diario, de 85°F con paredes y techos de colores oscuros, para el 21 de Julio a una latitud de 40°N “

La $DTCE$ es una diferencia de temperatura que toma en cuenta el efecto de almacenamiento de calor. Los valores de $DTCE$ que se encuentran en las tablas se deben corregir como sigue la siguiente expresión:

$$DTCE = \left[(DTCE + LM) \times K + (78 - Tr) + (To - 85) \right] \times f \quad [2.2]$$

Siendo

$DTCE_e$ = Valor corregido de $DTCE$; °F

$DTCE$ = Temperatura de las tablas

LM = Corrección para latitud al color y mes

K= corrección debido al color de la superficie

- K= 1.0 para superficies oscuras o áreas industriales
- K=0,5 para techos de color, claro en zonas rurales
- K=0,65 para paredes de color claro en zonas rurales

Tr= Temperatura del recinto; °F

To = Temperatura de diseño exterior promedio; °F

f = factor de corrección para ventilación del cielo raso (solo para el techo)

f = 0.75 para ventiladores de entrepiso (techo falso) en los demás casos f = 1.0

2.12.2 Conducción a través de la estructura interior

Según Edward G. Pita El calor que pasa desde los espacios interiores sin acondicionamiento hasta los espacios acondicionados a través de divisiones, pisos, cielos rasos se pueden calcular como sigue:

$$Q = UxAx\Delta T \quad [2.3]$$

Dónde:

Q= velocidad de transferencia de calor a través de la división, piso o cielo raso; BTU/h

U= Coeficiente global de transferencia de calor para la división, piso o cielo raso;

BTU/h – ft² - °F

A=Área de la división, piso o cielo raso, ft²

ΔT = Diferencia de temperatura entre los espacios sin acondicionar y los acondicionados; °F

Si no se conoce la temperatura del espacio sin acondicionar, se emplea con frecuencia una aproximación que consiste en suponer que está a 5°F menos que la temperatura exterior.

2.12.3 Radiación solar a través de los vidrios

Según Edward G. Pita La energía radiante del sol pasa a través de materiales transparentes como el vidrio y se transforma en ganancias de calor del recinto. Su valor varía con la hora, la orientación, el sombreado y el efecto del almacenamiento. Las ganancias netas de calor se pueden calcular mediante la siguiente ecuación:

$$Q=FGCS \times A \times CS \times FCE \quad [2.4]$$

Donde

Q = Ganancia neta por radiación solar a través del vidrio; BTU/h

FGCS = Factor de ganancia máxima de calor solar; BTU/h – ft² A= Área del vidrio; ft²

CS= Coeficiente de sombreado

FCE= Factor de carga de enfriamiento para el vidrio.

El factor de ganancia máxima de calor solar (FGCS) es la ganancia máxima de calor solar a través del vidrio sencillo de 1/8 de in en un mes, orientación y latitud dados.

2.12.4 Alumbrado

Según Edward G. Pita La ecuación para calcular la ganancia de calor debido al alumbrado es

$$Q=3.4 \times W \times FB \times FCE \quad [2.5]$$

Donde

Q = Ganancia neta de calor debida al alumbrado, BTU/h

W = capacidad del alumbrado, Watts

FB = Factor de balastra

FCE = factor de carga de enfriamiento para el alumbrado.

W es la capacidad nominal de las luces en uso, expresada en Watts.

FB toma en cuenta las pérdidas de calor en la balastra de las unidades fluorescentes, u otras pérdidas especiales. El valor típico es de 1,25 para el alumbrado fluorescente; para el alumbrado incandescente no hay pérdidas adicionales y el $FB = 1.0$.

FCE toma en cuenta el almacenamiento de parte de ganancia de calor por alumbrado. El efecto de almacenamiento depende de cuánto tiempo está encendido el alumbrado.

Para cualquiera de las siguientes condiciones no se puede permitir efecto de almacenamiento:

- Si el sistema de enfriamiento sólo trabaja durante las horas de ocupación.
- Si el sistema de enfriamiento trabaja más de 16h
- Si se permite aumentar la temperatura de la sala durante las horas cuando no se ocupa.

Para los casos en que es posible aplicarse, es posible encontrarlos en el ASHRAE Fundamentals Volumen. En los demás casos, se usa valor de $FCE = 1.0$

2.12.5 Personas

Según Edward G. Pita La ganancia de calor debida a las personas se compone de dos partes: el calor sensible y el calor latente que resulta de la transpiración. Algo del calor sensible se puede absorber por el efecto de almacenamiento de calor, pero no el calor latente.

Las ecuaciones para las ganancias de calor sensible y latente originado en las personas son:

$$Q_s = q_s \times n \times FCE \quad [2.6]$$

$$Q_l = q_l \times n \quad [2.7]$$

Donde

Q_s, Q_l = Ganancias de calor sensible y latente

q_s, q_l = Ganancia de calor sensible y latente por persona

n = número de personas

FCE= factor de carga de enfriamiento para las personas.

El factor FCE, del efecto de almacenamiento de calor, se aplica la ganancia de calor debida a las personas. Si el sistema de acondicionamiento de aire se apaga durante la noche, no se debe incluir almacenamiento de calor y el FCE=1.0

2.12.6 Equipos

Según Edward G. Pita Las ganancias de calor debido al equipo se pueden calcular en ocasiones en forma directa consultando al fabricante o a los datos de placa, tomando en cuenta si su uso es intermitente. Algunos equipos producen calor sensible como latente.

2.12.7 Ventilación

Según Edward G. Pita En general se admite algo de aire exterior por razones sanitarias y de confort. El calor sensible y el latente de este aire es mayor que el del aire del recinto, por lo cual se vuelve parte de la carga de enfriamiento. Sin embargo, el exceso de calor se elimina en general en el equipo de enfriamiento, y por lo tanto es parte de la carga de refrigeración, pero no de la carga del recinto.

Las ecuaciones para calcular las cargas de enfriamiento sensible y latente debidas al aire de ventilación son:

$$Q_s = 1.1 \times CFM \times \Delta T \quad [2.8]$$

$$Q_l = 0.68 \times CFM \times (W_e - W_i) \quad [2.9]$$

Donde

Q_s, Q_l = cargas de calor sensible y latente debido al aire de ventilación, BTU/h

CFM = Flujo de aire de ventilación ft³/min

ΔT = Cambio de temperatura entre el aire exterior e interior °F

W_e, W_i = Relación de humedad exterior e interior, g de agua/lb de aire seco.

Q_t Calor total retirado del aire de ventilación es $Q_t = Q_s + Q_l$

2.13 Infiltración

Según Edward G. Pita La infiltración de aire a través de fisuras en las ventanas o puertas ocasiona una ganancia de calor, tanto sensible como latente, en el recinto.

La mayor parte de los sistemas de acondicionamiento de aire en el invierno tienen ventilación mecánica que emplea algo del aire del exterior, con lo cual se reduce o se elimina la infiltración, porque se crea una presión positiva de aire dentro de la

construcción. En este caso, el aire de ventilación nos una carga en el recinto, sino una carga para el equipo central de enfriamiento.

2.13.1 Caudal CFM

Según Edward G. Pita Hay dos métodos para calcular el Caudal CFM del aire de ventilación e infiltración: método de las fisuras y el método de cambios de aire por hora.

2.13.2 Método de las fisuras

Según Edward G. Pita Este método supone que se puede medir o establecer una tasa de infiltración del aire con exactitud, por pie de fisura. Los reglamentos energéticos tienen una lista de velocidades máximas permisibles de infiltración para construcciones nuevas o remodelaciones. La siguiente tabla es una lista de tasas típicas de infiltración en los reglamentos de energía, basada en un viento de 25MPH.

Las longitudes y áreas de las fisuras se deben determinar mediante los planos de la construcción, o mediciones de campo.

Tabla 2.5 Tasas máximas recomendadas de infiltración para diseño a través de ventanas y puertas exteriores

COMPONENTE	TASA DE INFILTRACION
VENTANAS	0.75 CFM/FT DE FISURA
PUERTAS	1 CFM/FT DE FISURA

Fuente: Edward G Pita (1994). CALCULO DE CARGAS DE ENFRIAMIENTO. Compañía Editorial Continental S.A (Ed). Acondicionamiento de aire. México: Grupo Patria Cultural.

2.13.3 Método del cambio de Aire

Según Edward G. Pita Este método supone que se pueden calcular el número de cambios de aire por hora. Un cambio de aire es igual al volumen del recinto. Esta determinación se basa en la experiencia y en las pruebas.

La definición del cambio de aire, se puede emplear la siguiente ecuación para calcular la tasa de infiltración de aire en CFM.

$$CFM=CA \times \frac{v}{60} \quad [2.10]$$

Donde:

CFM = velocidad de infiltración de aire a la sala

CA = Número de cambios de aire por hora para la sala

v = Volumen de la sala, ft³

2.14 Ganancia de calor en ductos

Según Edward G. Pita El aire acondicionado que pasa por los ductos gana calor en los alrededores. Si el ducto pasa a través de espacios acondicionados, la ganancia de

calor ocasiona un efecto útil de enfriamiento, pero para los ductos que pasan por lugares no acondicionados representa una pérdida de calor sensible que se debe sumar a la Qs. La ganancia de calor se puede calcular con la ecuación de transferencia de calor

$$Q=U \times A \times \Delta T \quad [2.11]$$

Donde

Q = Ganancia de calor del ducto, BTU/h

U = coeficiente general de transferencia de calor, BTU/h

A = superficie del ducto, ft²

ΔT = Diferencia de temperatura entre el aire en el ducto y los alrededores, °F

Si hay ganancia apreciable en los ductos de retorno de aire se debe calcular también, pero sólo se suma a la carga de refrigeración y no a las Qs.

2.15 Calor desprendido en ventiladores y bombas

Según Edward G. Pita Algo de la energía de los ventiladores y bombas del sistema se convierten en calor debido a la fricción y otros efectos, y viene a ser parte de la ganancia de calor que debe sumarse a la carga de refrigeración.

Se puede tomar en cuenta aproximadamente el calor del ventilador como sigue:

- Para presión de 1 in de agua sumar 2.5% a la Qs
- Para presión de 2 in de agua suma 5% a la Qs
- Para presión de 4 in de agua sumar 10% a la Qs

El calor de la bomba de agua helada en los sistemas pequeños es poco en general y puede ignorarse, pero para los sistemas grandes puede ser de 1 a 2% del calor sensible y se debe sumar a la carga de refrigeración.

2.16 Oscilaciones de temperatura

Según Edward G. Pita Los cálculos de carga de enfriamiento que se describieron aquí se basan en mantener una temperatura constante en el recinto. Si se permite que la temperatura del recinto aumente más que el punto de ajuste del termostato, la llamada OSCILACIÓN DE TEMPERATURA que puede reducir todavía más la carga de enfriamiento.

2.17 Psicrometría

La ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers) define el acondicionamiento del aire como: "El proceso de tratar el aire, de tal manera, que se controle simultáneamente su temperatura, humedad, limpieza y distribución, para que cumpla con los requisitos del espacio acondicionado". Como se indica en la definición, las acciones importantes involucradas en la operación de un sistema de aire acondicionado son:

- 1.- Control de la temperatura.
- 2.- Control de la humedad.
- 3.- Filtración, limpieza y purificación del aire.
- 4.- Circulación y movimiento del aire.

El acondicionamiento completo de aire proporciona el control automático de estas condiciones, tanto para el verano como para el invierno. El control de temperatura en verano se logra mediante un sistema de refrigeración, y en invierno, mediante una fuente de calor.

2.17.1 Carta psicrométrica

Según Edward G. Pita Las propiedades de aire atmosférico se pueden representar en tablas o en forma de gráficas. A la forma gráfica se le llama carta psicrométrica. Su empleo es universal por que representa una gran cantidad de información en forma sencilla y porque ayuda a estudiar los procesos de acondicionamiento de aire.

2.17.2 Construcción de la carta psicrométrica

La ubicación de las escalas para cada una de las propiedades y las líneas de calor constante para esas propiedades se presenta en la siguiente figura. Cada figura es un esquema de las cartas psicrométricas, que no está trazada a escala real.

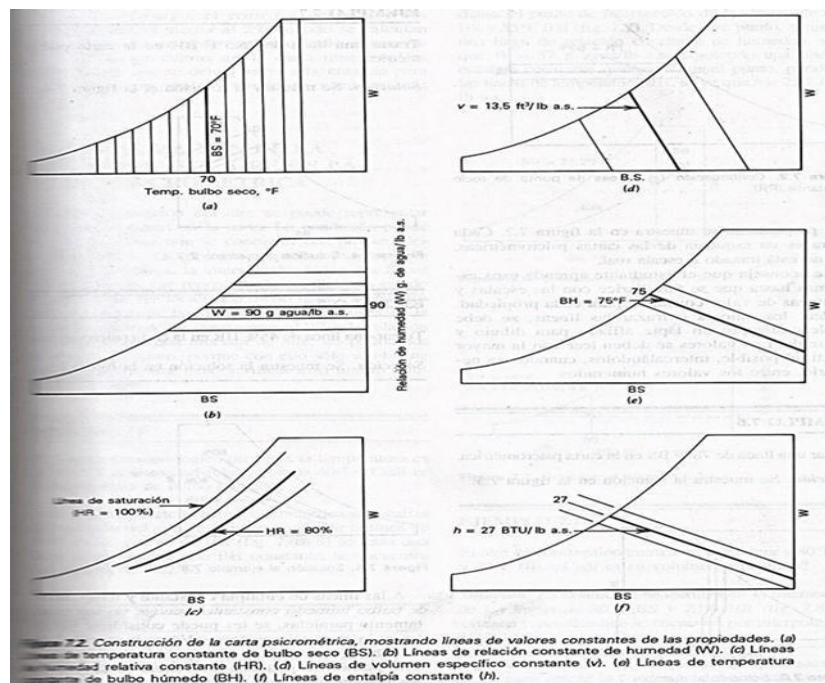


Figura 2.3 Construcción de la carta psicrométrica.

Fuente: Ángel Luis Miranda (2007) Psicrometría. En Boixareu (Ed) Técnicas de climatización, Barcelona: MARCOMBO S.A.

2.17.3 Localización de la condición del aire en la carta psicrométrica

Según Edward G. Pita Cualquier condición del aire se puede representar mediante un punto en la carta. La condición puede ubicarse una vez que se conozcan dos propiedades independientes. Ya que cada propiedad se representa mediante una línea, la intersección de las dos líneas define el punto que representa la condición o estado del aire. Una vez localizado ese punto, se pueden leer cualquiera de las propiedades adicionales en la carta.

La carta psicrométrica que manejaremos es a la presión de **29.92 in Hg**, que es la presión atmosférica normal a nivel del mar. Para presiones que difieren apreciablemente, algunas de las propiedades que se indican en la carta no serán correctas, por lo que no se puede utilizar la carta. Una de las soluciones es usar una carta psicrométrica a la presión real o utilizar la carta psicrométrica a la presión del nivel del mar y corregir sus valores utilizando las ecuaciones de propiedades.

2.18 Condensación en las superficies

Según Edward G. Pita La humedad sobre el vidrio se condensa con el aire del recinto cuando la temperatura de vidrio es menor a la del punto de rocío del aire de la Sala. El aire que toca el vidrio se enfría a menos temperatura que su punto de rocío, el aire está saturado con vapor de agua, ya que parte de él se condensa.

2.19 Líneas de proceso en la carta psicrométrica

Según Edward G. Pita El objetivo del equipo de acondicionamiento de aire es cambiar el estado del aire que entra y llevarlo a otra condición. A este cambio se le llama proceso.

Ayuda mucho en indicar estos procesos en la carta psicrométrica, en la selección de equipos y análisis de problemas. Se indican los procesos trazando una línea desde el estado inicial del aire hasta su estado final. El aire cambia sus propiedades a lo largo de esa línea. La mayor parte de los procesos se pueden representar mediante líneas rectas.

2.19.1 Cambios de calor sensible

El proceso de variación de calor sensible es aquel en el cual se agrega o se retira el calor del aire y como resultado varía la temperatura de bulbo seco (BS), pero sin embargo no varía el contenido de vapor de agua. Por lo tanto, la dirección del proceso debe de ser a lo largo de una línea de relación constante de humedad. El calentamiento sensible (proceso 1-2) ocasiona un aumento de temperatura de BS y en la entalpía. El proceso 1-3 es de enfriamiento sensible (eliminación de calor), y ocasiona una disminución de la temperatura de bulbo seco y de la entalpía.

2.19.2 Variaciones de calor latente (humidificación y deshumidificación)

Al proceso de agregar vapor de agua al aire se le llama humidificación, y a la eliminación de vapor de agua se le llama deshumidificación. En el proceso 1-4, la humidificación, tiene como resultado un aumento en la relación de humedad y la entalpía. En la humidificación, la entalpía del aire aumenta debido a la entalpía de vapor de agua que se agregó. Esto implica lo que se le llama variación de calor latente. En la deshumidificación, proceso 1-5, la eliminación de vapor de agua acarrea una disminución de entalpía.

Estos procesos, des humidificación o humidificación puras sin variación de calor sensible, no se presentan con frecuencia en las instalaciones de acondicionamiento de aire. Sin embargo, es importante comprender el concepto para analizar diversas condiciones.

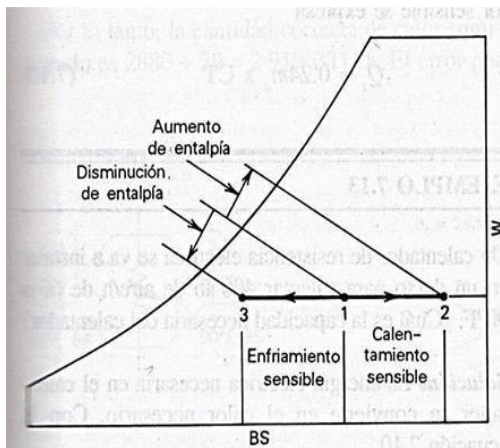


Figura 7.10. Procesos de calentamiento sensible y enfriamiento sensible.

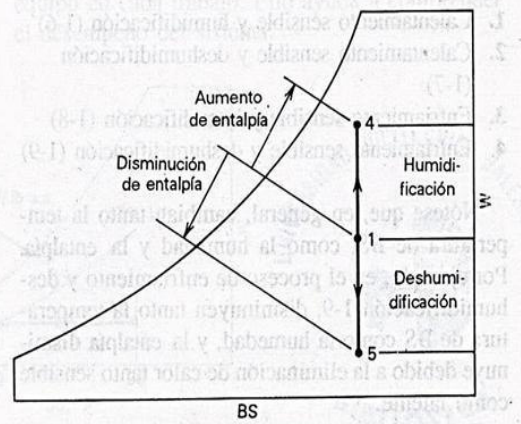


Figura 7.11. Procesos de humidificación y deshumidificación (variación de calor latente).

Figura 2.4 Variaciones de calor latente (humidificación y deshumidificación).

Fuente: Ángel Luis Miranda (2007) Psicrometría. En Boixareu (Ed) Técnicas de climatización, Barcelona: MARCOMBO S.A.

2.19.3 Variación combinada de calor sensible y calor latente.

En la figura se muestran los procesos combinados de calor sensible y latente, que se pueden presentar en el acondicionamiento de aire:

- Calentamiento sensible y humidificación (1-6)
- Calentamiento sensible y deshumidificación (1-7)
- Enfriamiento sensible y humidificación (1-8)
- Enfriamiento sensible y deshumidificación (1-9)

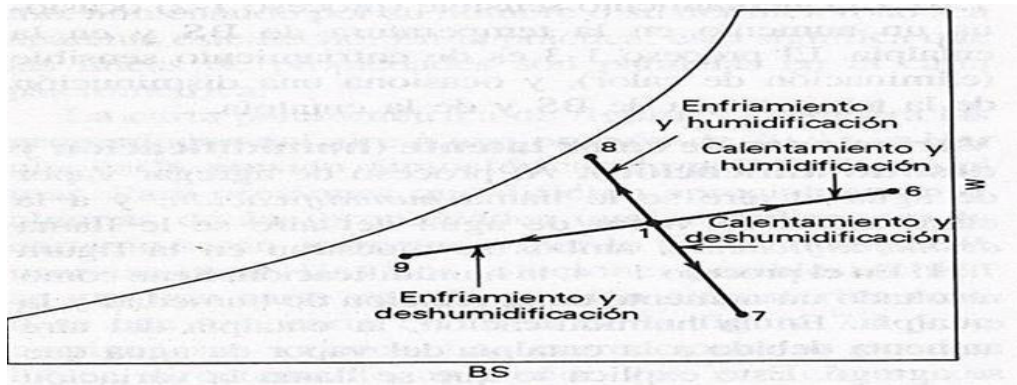


Figura 2.5 Variación combinada de calor sensible y calor latente.

Fuente: Ángel Luis Miranda (2007) Psicrometría. En Boixareu (Ed) Técnicas de climatización, Barcelona: MARCOMBO S.A.

2.20 Operaciones básicas psicrométricas

2.20.1 Mezcla de dos caudales de aire húmedo

Según Angel Luis Miranda. Ésta es una operación que se realiza frecuentemente en aire acondicionado. La idea es muy simple, se trata de mezclar dos corrientes de aire de distintas temperaturas y humedades, para conseguir aire que tenga temperaturas intermedias.

Los tres flujos de aire tendrán las propiedades referenciales con los subíndices 1, 2 y 3. Cada uno representa un estado de aire húmedo que corresponde a un punto en el diagrama psicrométrico. Se ha designado con (1) y (2) las corrientes que se mezclan y con (3) la corriente mezclada.

Un balance de entalpías nos permite escribir:

$$m_{a3} \times h_3 = m_{a2} \times h_2 + m_{a1} \times h_1 \quad [2.12]$$

Donde:

m_a = El caudal másico del flujo correspondiente.

h = entalpía específica del flujo correspondiente

De donde se puede obtener:

$$BS_3 = \frac{(CFM1 \times BS1) + (CFM2 \times BS2)}{CFM3} \quad [2.13]$$

Una vez obtenida la temperatura t_3 se sitúa en el punto de la recta para para obtener la humedad absoluta W_3 y el resto de las condiciones psicrométricas para dicho estado.

$$W_3 = \frac{(CFM1 \times W1) + (CFM2 \times W2)}{CFM3} \quad [2.14]$$

$$Q1=CFM1, Q2=CFM2, Q3=CFM3$$

$$T1=BS1, T2=BS2, T3=BS3$$

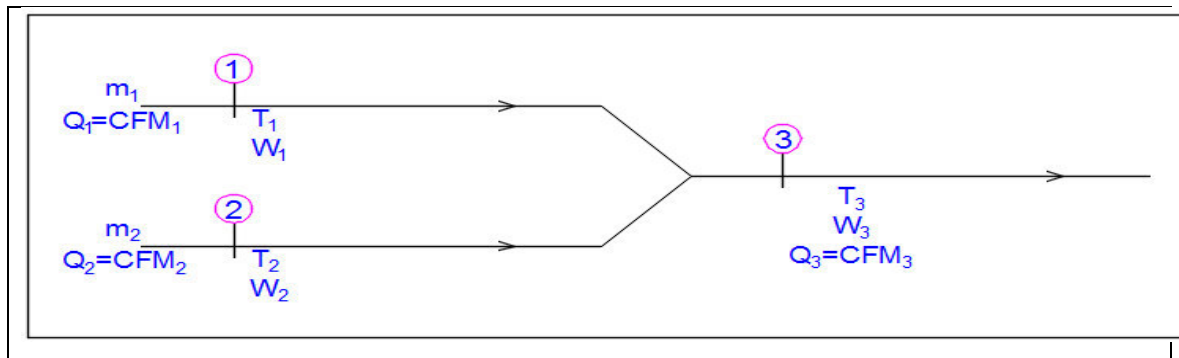


Figura 2.6 Proceso de mezclado de aire.

Fuente: Ángel Luis Miranda (2007) Psicrometría. En Boixareu (Ed) Técnicas de climatización, Barcelona: MARCOMBO S.A.

2.21 Análisis psicrométrico del sistema de acondicionamiento de aire

2.21.1 Determinación de las condiciones de aire de suministro

Según Edward G. Pita Los recintos de una construcción ganan tanto calor sensible como latente durante el verano. Los procedimientos para calcular esas ganancias de calor se han descrito anteriormente. Para mantener la temperatura y humedad del recinto en los valores confortables planificados, se deben eliminar los calores sensibles y latentes de la Sala.

Cuando se acondiciona una Sala mediante aire, se logra esta eliminación de calor suministrando aire a una temperatura y humedad menores a las del aire de la Sala. Este aire de suministro debe tener un contenido menor en calor sensible y latente que el aire de la Sala, en una cantidad igual a las ganancias netas de calor sensible y latente del recinto, de acuerdo con el principio de conservación de energía, para evitar que varíen las condiciones de la Sala.

$$E_{\text{ent}} - E_{\text{sal}} = \Delta E$$

Si se deben de evitar que varíen la temperatura y humedad del recinto, esto significa que no debe haber cambio de energía en él, por lo tanto,

$$E_{\text{ent}} = E_{\text{sal}}$$

El flujo de energía hacia la sala está constituido por ganancias de calor sensible y ganancias de calor latente de la Sala (Q_s Y Q_l). La suma de ellas es la ganancia de calor total de la sala (Q_t). Estas ganancias deben estar compensadas por un flujo igual de energía que salga. Esto se logra suministrando aire a una temperatura y humedad lo suficientemente bajas como para que pueda absorber esas ganancias de calor. El aire de suministro se encarga de eliminar por igual energía sensible y latente. Notemos que la variación del contenido de energía del aire de suministro se expresa por las ecuaciones de calor sensible y latente.

$$E_{ent} = E_{sal}$$

$$Q_s = 1.1 \times CFM \times (t_2 - t_1)$$

[2.15]

$$Q_l = 0.68 \times CFM \times (W_2 - W_1)$$

[2.16]

Donde W2 y W1 están expresados en granos/lb.

Con las ecuaciones anteriores se determinan las condiciones necesarias en el aire de suministro para compensar las ganancias de calor sensible y latente en una Sala.

Al examinar la ecuación del calor sensible se observa que podemos escoger diferentes combinaciones de CFM y CT, siendo todas ellas satisfactorias. Se debe escoger primero una, a partir de la cual se calcula la otra. A veces se escogen los CFM primero, porque en la sala necesita una cierta cantidad de aire para su adecuada ventilación. Otras veces se escoge primero la temperatura del aire de suministro, porque este valor traerá consigo la mejor selección del equipo de acondicionamiento de aire, $RSHG = Q_s$, $RLHG = Q_l$.

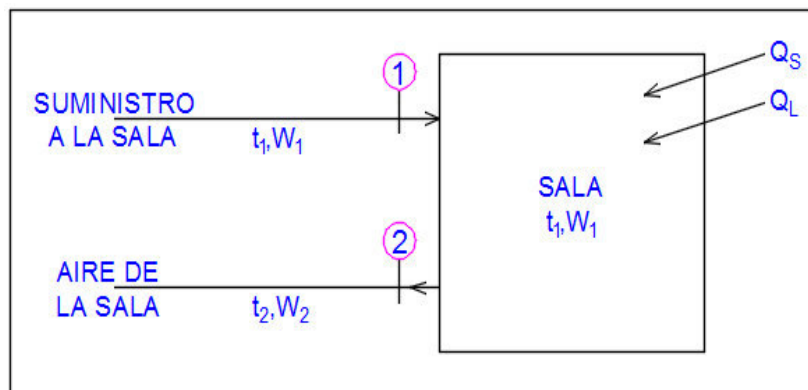


Figura 2.7 Condiciones del aire de suministro y retorno.

Fuente: Ángel Luis Miranda (2007) Psicrometría. En Boixareu (Ed) Técnicas de climatización, Barcelona: MARCOMBO S.A.

2.22 Línea de relación de calor sensible

Se define a la línea Qs a la que se traza a través de las condiciones del recinto y que tiene la pendiente de la relación de calor sensible Q_s/Q_t .

En la mayor parte de las cartas psicrométricas se muestra una escala para pendientes de relación de calor sensible, con el fin de facilitar el trazado de líneas con esa pendiente.

La importancia de la línea de relación de calor sensible de la sala es la línea sobre la cual debe quedar cualquier condición satisfactoria del aire de suministro. La razón de ello es que tiene la pendiente que representa la proporción correcta de eliminación de calores sensibles y latentes. Por lo tanto, si la condición del aire de

suministro queda sobre la línea, eliminara la proporción correcta de ganancia de calor sensible y latente del recinto.

2.23 Análisis psicrométrico completo

Según Edward G. Pita Estamos preparados ya para determinar todas las condiciones necesarias del aire de suministro y la capacidad de serpentines de enfriamiento para un acondicionamiento correcto del aire de la sala, basándose en la siguiente información que se conoce:

- Ganancias de calor sensible y latente de la sala.
- Condiciones de diseño interiores y exteriores.
- Necesidades de aire de ventilación (exterior)
- Flujo (CFM) o temperatura de bulbo seco del aire de suministro.

Se selecciona una de ellas y la otra se determina entonces a partir de la ecuación de calor sensible. Sin embargo, ambas deben de estar en un rango que se considera satisfactoria para una buena práctica.

2.24 Componentes básicos de sistema de aire acondicionado

Según Danfoss Las instalaciones de aire acondicionado requieren unos componentes básicos, comunes a todos los equipos, y que son encargados de la producción de frío o calor añadiendo el sistema de impulsión de aire, con algún ingrediente particular o específico que les diferencia del resto de los modelos en contadas ocasiones. Todo acondicionador de aire o ciclo frigorífico consta de cuatro elementos principales, más los correspondientes controles y mandos que son:

1. Compresor
2. Evaporador.
3. Condensador.
4. Válvula de expansión.

2.24.1 Compresor

Es un elemento principal de la instalación y aunque su cometido es diverso, siempre tiene como actividad la compresión del fluido frigorífero gaseoso a baja presión que procede del evaporador, disminuyendo su volumen y aumentando su temperatura, hasta una presión superior para que pueda ser condensado y así aprovechar, el ciclo frigorífico, el intercambio doble de calor entre el evaporador y el condensador.

2.24.2 Evaporador

El evaporador tiene la función de sustraer calor sensible y latente del aire de la sala aspirado o aire Exterior en caso de 100% de aire fresco, y consiste en un

intercambiador de calor entre el fluido frigorífico y el aire. Están acondicionados por el tipo de aplicación.

2.24.3 Condensador

El condensador es un Intercambiador de calor dispuesto para hacer pasar al estado líquido al refrigerante gaseoso comprimido, por cesión de calor a un medio distinto del fluido circulado. Es decir, en lugar de absorber calor del ambiente, lo dispersa en la atmósfera que le rodea.

El condensador está situado después del compresor, con respecto al sentido de circulación del fluido refrigerante. Un ventilador toma aire del exterior y lo impulsa a través de tubos de cobre y pierde calor en las aletas que lo conforman. Realizando intercambio de calor entre el refrigerante y el aire exterior, donde dos fluidos con temperaturas diferentes producen intercambio de calor. Por consiguiente, el que tiene más calor traspassa su energía al de menos calor (refrigerante/aire).

2.24.4 Válvula de expansión

Es un dispositivo que permite y regula el paso del refrigerante líquido desde de presión más alto a otro más bajo. En este punto ocurre cambio de presión velocidad y temperatura del gas refrigerante

2.25 Líneas de admisión y descarga

Haremos hincapié que en cualquier sistema de circulación de líquido toda materia extraña debe eliminarse. Esto particularmente es necesario en los sistemas de acondicionamiento de aire por que algunos tubos miden décimas de milímetro.

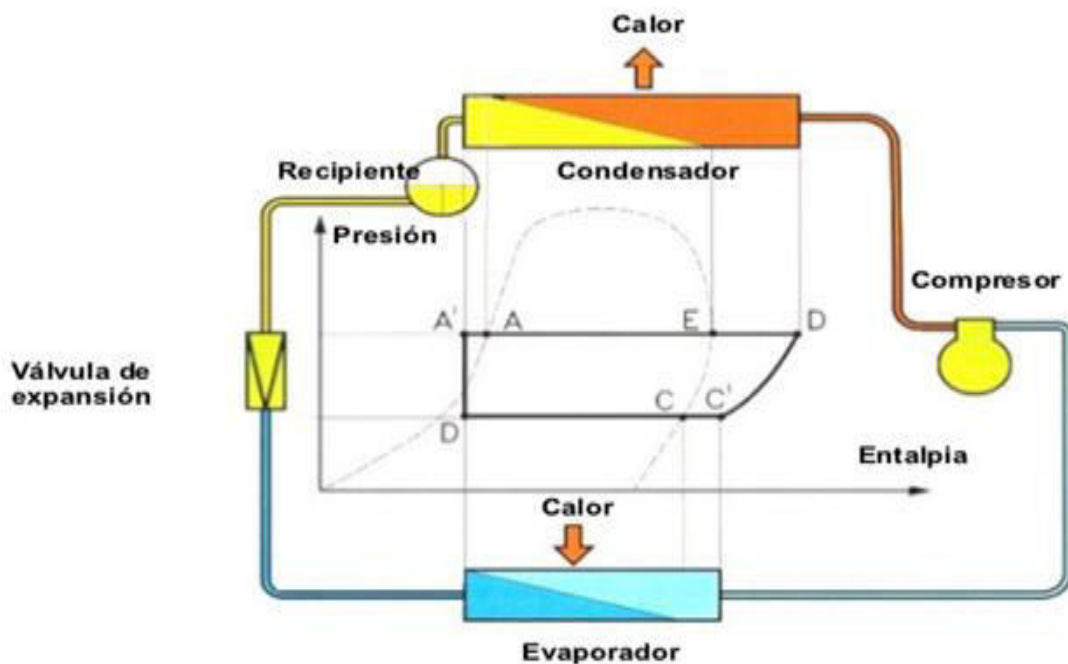
El tubo por el que circula el fluido refrigerante, entre el evaporador y el compresor, se llama línea de admisión. Se encuentra en la Línea de baja presión.

El tubo intercalado entre el compresor y el condensador se conoce por la línea de descarga. Siempre se halla en el lado de alta presión.

Otros tubos de cobre que forman el conjunto de tuberías corresponden a la línea de líquido que lleva el refrigerante en estado líquido a una elevada presión. Procede del condensador y va hacia el evaporador.

La línea capilar, que es parte de la línea de líquido, tiene por objeto restringir la circulación del líquido refrigerante. En el circuito de circulación precede inmediatamente al evaporador.

Figura 2.8: Ciclo de Refrigeración



Fuente: Danfoss (Manual de Fabricante de Válvulas de Expansión Termostática)

2.26 Clasificación de sistemas

Según Edward G. Pita Se pueden clasificar los sistemas en fluido de distribución o calefacción ya sea aire o agua. Son posibles los siguientes grupos:

- Sistemas de Todo Aire
- Sistemas de Toda agua (HIDRÓNICOS)
- Sistemas combinados de aire y agua.
- Sistema de refrigerante - Aire

2.26.1 Sistemas todo aire

Se trata de instalaciones que enfrían o calientan el aire por general usan conductos. (Volumen de aire variable VAV, Volumen de aire constante VAC, By pass)

2.26.2 Sistemas toda agua

Son instalaciones que calienta o enfría agua para cada sala (Fancoil , Suelo radiante y unidad manejadora de aire UMA).

2.26.3 Sistemas de aire – agua (ya no se usa)

Los sistemas de combinación aire-agua distribuyen tanta agua helada y/o caliente, y aire desde un sistema central, hasta los recintos individuales. Las unidades terminales en cada recinto enfrían o calientan el recinto.

2.26.4 Sistemas de Refrigerante - aire

Son instalaciones donde el fluido refrigerante llega a la unidad interior para producir frio o calor equipos unitarios y volumen de refrigerante variable (VRV o VRF).

2.27 Comparación de sistemas unitarios y centrales.

Los sistemas de acondicionamiento de aire se pueden clasificar en sistemas unitarios, o en centrales. Esta clasificación no es de acuerdo a cómo funciona el equipo, sino a cómo está dispuesto el equipo. Un sistema unitario es aquel en el cual los componentes del acondicionamiento de aire están seleccionados de fábrica y empaquetados. Esto incluye al equipo de refrigeración, ventilador, serpentines, filtros, compuertas y controles. Un sistema central o remoto es aquel en el cual los componentes están separados. Cada uno de ellos es seleccionado por el diseñador y los instala y conecta el contratista.

Los sistemas unitarios o centrales pueden en teoría ser de sólo aire, de sólo agua o de agua y aire, pero en la práctica los sistemas unitarios son en general de sólo aire, y están limitados a los tipos más sencillos, como de unizona con o sin recalentamiento o multizona. Esto se debe a que están armados en la fábrica en base a volumen.

2.28 Climatizadores

Los climatizadores son equipos de naturaleza modular, con los que puede conseguirse **un aire a medida**, frío en verano o caliente en invierno, y con más o menos humedad para regular la humedad del local que se desea climatizar. Para conseguir esta climatización a medida, se disponen los módulos que se considere oportuno en cada caso. Pueden disponer de compuertas regulables para mezclar el aire de retorno con el aire exterior de renovación. Los módulos o componentes del climatizador pueden ser los siguientes:

2.28.1 Módulo de enfriamiento:

Se trata de una Unidad evaporador de un equipo de aire acondicionado fabricados de tubos de cobre con aletas de aluminio.

2.28.2 Módulo de calefacción:

Igual que la anterior, pero funcionando con una resistencia. También puede estar constituida por varias resistencias eléctrica.

2.28.3 Módulo de humidificación:

Se trata de sectores o unidades encargadas de humedecer el aire. La humidificación puede conseguirse mediante un sistema de toberas pulverizadoras de agua, o evaporación de agua mediante calentamiento con resistencia.

2.28.4 Módulo de mezcla:

Son cajas encargadas de mezclar el aire procedente del local con aire exterior. Pueden estar provistas de filtros y de las correspondientes compuertas para regular la

cantidad de aire que se mezclan. Debe existir una salida al exterior para expulsar el aire viciado, en tanta cantidad como la que se aspire de aire exterior.

2.28.5 Módulo de entrada:

Se trata de elementos parecidos a cajas, situados siempre a la entrada del climatizador, que tienen como partes fundamentales dos compuertas y un filtro de aire. Pueden tener una o dos compuertas, según la unidad deban trabajar con aire exterior, o con aire exterior mezclado con aire de retorno.

2.28.6 Módulo de impulsión:

Son los elementos que contienen el ventilador para hacer circular el aire. El ventilador es impulsado por un motor acoplado convenientemente y situado encima de una plataforma amortiguadora de vibraciones

Debe existir dos módulos de impulsión: uno situado al final del climatizador, que es llamado propiamente de impulsión y otro situado al principio, para impulsar el aire de retorno.

2.29 Diseño de Conductos

El flujo de aire que entrega el equipo de Climatización o Ventilación debe Distribuirse a diferentes partes de la zona climatizar mediante Conductos rectangulares o Circulares para dicha distribución es necesario tener en cuenta la velocidad del aire en cada tramo. Para una distribución y selección adecuada podemos usar Diámetro equivalente el cual podemos obtener por tabla o por formula. En nuestro caso usaremos tabla para hallar el diámetro equivalente ver Tabla 2.6.

La ecuación de continuidad

Según Edward G. Pita. El paso del agua a través de tuberías y el del aire a través de ductos en los sistemas de calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire, en general se efectúa bajo las condiciones llamadas flujo estacionario o flujo permanente. Flujo estacionario quiere decir que el flujo del fluido en cualquier punto en una sección de tubo o ducto es igual al que hay en cualquier otro punto en el mismo tubo, independientemente de la forma o sección transversal del mismo.

En el flujo estacionario, en los sistemas de calefacción, ventilación y acondicionamiento de aire, la densidad del aire o del agua que fluyen no suele cambiar en forma apreciable. Cuando la densidad permanece constante, al flujo se la llama incompresible.

$$Q = \text{Constante} = A_1 \times V_1 = A_2 \times V_2 \quad [2.17]$$

Donde

$Q = \text{CFM} = \text{Flujo volumétrico del fluido}$

A_1, A_2 = Área de sección transversal del tubo o ducto en cualquiera de sus puntos 1 y 2
 V_1, V_2 = Velocidad del fluido en 2 puntos cualquiera, 1 y 2

La mayor parte de los flujos en acondicionamiento de aire son estacionarios, y por lo tanto se pueden emplear las ecuaciones anteriores.

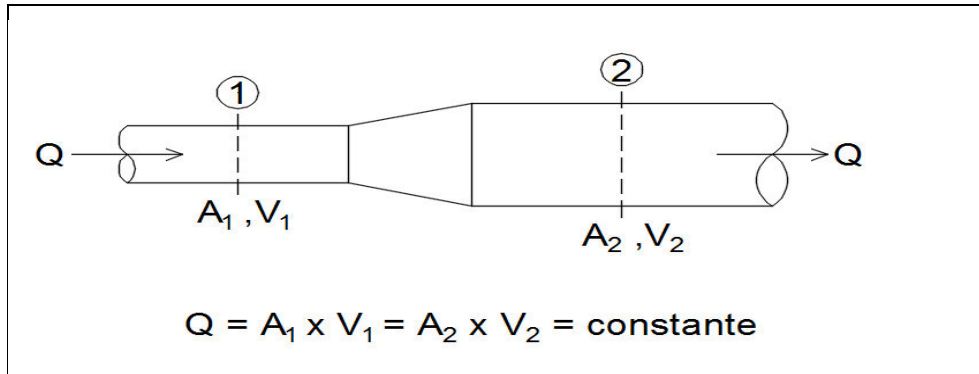


Figura 2.9: Ecuación de continuidad para flujo estacionario de aire a
Través de un ducto.

Fuente: Ángel Luis Miranda (2007) *Psicrometría*. En Boixareu (Ed) *Técnicas de climatización*, Barcelona: MARCOMBO S.A.

2.30 Pérdida de fricción en flujo de aire a través de ductos

Según Edward G. Pita La pérdida de presión debida a la fricción en ductos rectos o redondos aparece en gráficas con presentación semejante a las del flujo de agua en tuberías. La siguiente gráfica muestra la información. La gráfica es adecuada para ductos de acero galvanizado con unos 40 empalmes o uniones por cada 100 ft, y con aire en condiciones normales. Se puede usar para el rango en general de temperaturas que se presentan en calefacción, la ventilación y el acondicionamiento de aire, y para altitudes hasta de 2000 ft.

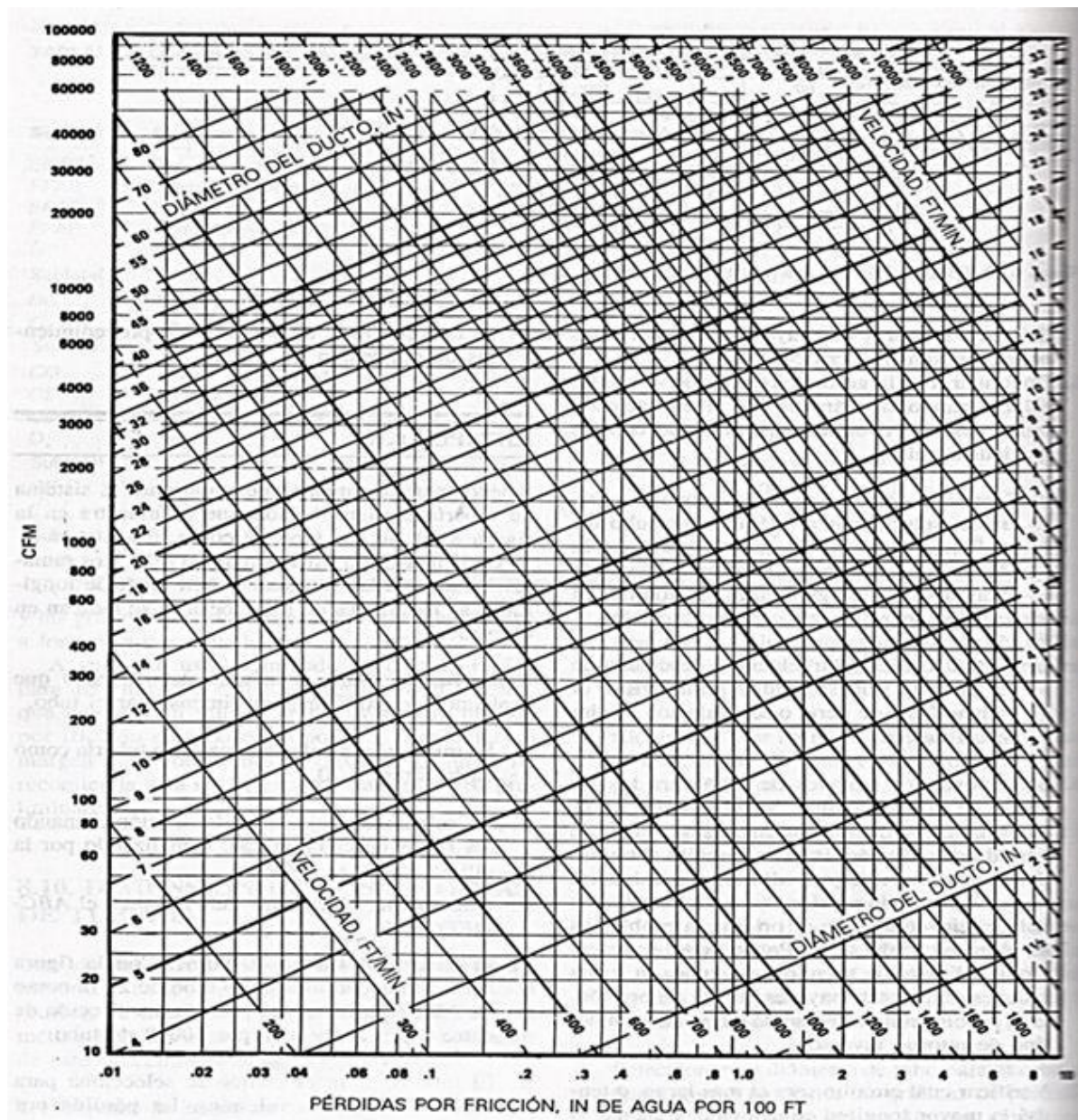


Figura 2.10 Pérdidas por fricción en ductos Redondos en Lámina Galvanizada.

Fuente: Ángel Luis Miranda (2007) Psicrometría. En Boixareu (Ed) Técnicas de climatización, Barcelona: MARCOMBO S.A.

2.31 Pérdidas de presión en conexiones de ductos

Según Edward G. Pita Las pérdidas de presión en conexiones de ductos, que resultan de cambios de dirección, se pueden expresar de dos formas. Una de ellas es el método de la longitud equivalente, igual al que se usó antes para las conexiones de tuberías. Otro método se llama el método de coeficiente de pérdidas, que es el que se usará aquí.

Cuando se usa este método la pérdida de fricción a través de una conexión que pueda calcular como sigue:

$$H_f = C \times H_v = C \times \left(\frac{v}{4000} \right)^2 \quad [2.18]$$

Donde,

H_f = pérdida total de presión a través de la conexión, in de agua.

C = coeficiente de pérdidas.

H_v = presión de velocidad en la conexión, in de agua.

v = velocidad, ft/min.

2.32 Método de diseño de ductos

2.32.1 Método de igual fricción

Según Edward G. Pita La base de este método de dimensionamiento de ductos es que se selecciona un valor para la pérdida de presión por fricción, por longitud de ducto, y se mantiene constante para todas las secciones de ducto del sistema. El valor que se selecciona se basa en general en la velocidad máxima permisible en el ducto cabezal que sale del ventilador, para así evitar demasiado ruido.

En la siguiente tabla se da un listado de velocidades sugeridas.

Tabla 2.6 Velocidades recomendadas y máximas en los sistemas De acondicionamientos de aire

Componente	Velocidades recomendadas, ft/min			Velocidades máximas, ft/min		
	Residencias	Escuelas Teatros edificios Publicos	Construcciones Industriales	Residencias	Escuelas, Teatros Edificios Publicos	Construcciones Industriales
Entrada de aire exterior*	500	500	500	800	900	1200
Filtros*	250	300	350	300	350	350
Serpentines de calentamiento*	450	500	600	500	600	700
Lavadores de aire	500	500	500	500	500	500
Conexiones de succión	700	800	1000	900	1000	1400
Descargas del Ventilador	1000-1600	1300-2000	1600-2400	1700	1500-2200	1700-2800
Ductos principales	700-900	1000-1300	1200-1800	800-1200	1100-1600	1300-2200
Ductos de ramal	600	800-1000	800-1000	700-1000	800-1300	1000-1800
Subidas de ramal	500	800	800	650-800	800-1200	1000-1600
* Estas velocidades son para toda la superficie de la cara, y no la superficie libre. Las demás velocidades son para superficie libre neta. Reproducido con permiso de "1967 Systems And Equipment ASHRAE Handbook & Product Directory"						

Fuente: Ángel Luis Miranda (2007) Psicrometría. En Boixareu (Ed) Técnicas de climatización, Barcelona: MARCOMBO S.A.

El método de igual fricción para diseñar ductos es bastante fácil, y probablemente sea el más usado. Para sistemas que no tienen grandes distancias entre la primera y la última salida funciona bastante bien. Sin embargo, si hay distancias grandes, entre las salidas al principio y al final del sistema, las que quedan cerca del ventilador tendrán mayor presión.

2.33 Áreas blancas o salas limpias

Según Mino Covo es una Área compuesto por varias áreas cuyo nivel de calidad ambiental es de especial cuidado.

La limpieza del aire, presión diferencial, temperatura, humedad y otros parámetros ambientales como pueden ser humedad relativa y niveles sonoros y

luminosos, tienen que mantenerse dentro de unos límites concretos.

Se requiere tener controles físicos: (integridad y fugas de filtros), Caudales de inyección de aire, Presión diferencial, Concentración de partículas.

Controles de instalaciones: (temperatura, humedad relativa, distribución de aire en la sala y tiempo de recuperación de la sala).

Controles Microbiológicos: contaminación microbiana ambiental y contaminación microbiana de superficie.

2.33.1 IQ / ISO 14644 y diferencial de presión

- 14644 - 4 sugiere dp 5 - 20 Pa da orientación sobre los riesgos de muy alta presión muy baja presión
- Acepta baja presión diferencial de flujo a través de las aberturas

2.33.2 Diferencial de presión

Según Mino Covo Un suministro de aire filtrado debe ser utilizado para mantener una presión positiva y un flujo de aire en relación con las zonas circundantes de un grado inferior en todas las condiciones operativas, que debe vaciar la zona de manera eficaz. Adyacentes habitaciones de diferentes grados deben tener una presión diferencial de aproximadamente 10-15 pascales (valor guía). Se debe prestar especial atención a la protección de la zona de mayor riesgo, es decir, el entorno inmediato para que el producto de la limpieza y los componentes en contacto con él están expuestos. Las diversas recomendaciones relativas a los suministros de aire y las diferencias de presión pueden necesitar ser modificados cuando sea necesario para contener determinados materiales, por ejemplo, patógenos altamente tóxicos, radiactivos, virus o bacteria.

Fuente: WHO Technical Report Series, Thirty-Sixth Report, 2002 EU Guidelines to Good Manufacturing Practice, Annex 1 Manufacture of Sterile Medicinal Products, 2008

2.33.3 En / ISO 14644 y velocidad de flujo de aire

- 14644-4:2001 sugiere 0,2 - 0,5 m/s. El requerimiento en la velocidad de flujo de aire unidireccional depende de parámetros locales tales como la geometría y las fuentes termal.
- Especificaciones farmacéuticas: 0,45 m/s \pm 20% No siempre aplicable.

2.33.4 Normas técnicas caudal de aire

- Según las BPM y de la OMS se exigen por lo menos 20 cambios por hora.
- EC-GMP (BPM): 2008; Para alcanzar los grados de aire B, C y D, el número de renovaciones de aire debe estar relacionado con la dimensión de la sala, los equipos y personal presentes en ella.

- FDA (administración de comida y bebida): 2004; Para clases 100,000 (ISO 8) áreas de soporte, flujo de aire suficiente para alcanzar por lo menos 20 cambios de aire por hora es típicamente aceptable. Significativamente mayores tasas de cambios de aire son necesarias para la clase 10,000 y clase 100.

2.33.5 Climatización

Criterio que se han seguido sobre la base de BPM

- 100% aire exterior para las salas de producción y zonas estériles
- Gradiente de presión de mayor presión en zonas limpias
- Zonas diferenciadas en depresión (SAS y Vestuarios)
- Locales de producción estancos y en sobrepresión (respecto al exterior)
- Zonas estériles con filtros terminales con filtros de 99.995
- Mantener temperatura, humedad relativa y presión en el interior de la sala.

2.33.6 Clasificación de Salas Limpias

Tabla 2.7 Equivalencia de las normas internacionales de clasificación

N° de partículas mayores 0.5 $\mu\text{m}/\text{m}^3$ (aprox)	US Fed, Std 209 E 1992		EN ISO 14644-1	France AFNOR NF X 44.101 1981	Unión Europea Industrial Farmacéutica guía BPF 1989	N° de partículas mayores 0.1 $\mu\text{m}/\text{m}^3$ (aprox)
			Iso 1			10
1						35
4			Iso 2			100
10	M 1					350
35	M 1.5	1	Iso 3			1000
100	M 2					3500
353	M 2.5	10	Iso 4			10000
1000	M 3					35000
3530	M 3.5	100	Iso 5	4000	A y B	100000
10000	M 4					350000
35300	M 4.5	1000	Iso 6			1000000
100000	M 5					
353000	M 5.5	10000	Iso 7	400000	C	
1000000	M 6					
3530000	M 6.5	100000	Iso 8	4000000	D	
10000000	M 7					
35000000			Iso 9			

Fuente: Latfar (2008) Diseño, construcción y validación de sistemas de apoyo crítico en industria farmacéutica y cosmética: Agua y Aire.

2.33.7 Bacterias y Partículas que portan las Personas (operarios y visitantes)

Tabla 2.8 Origen de las bacterias

Origen Bacterias	Cantidad
Manos	100 – 1000/cm ²
Frente	10000 – 100000/cm ²
Cuero Cabelludo	1000 – 1000/cm ²
Axila	1 – 10 millones/g
Secreción Nasal	10 millones /g
Saliva	100 millones/g

Fuente: Latfar (2008) Diseño, construcción y validación de sistemas de apoyo crítico en industria farmacéutica y cosmética: Agua y Aire

2.34 Filtros

Carrier Air Conditioning CO. El control de la pureza del aire consiste en reducir o eliminar el contenido de partículas sólidas o de gases indeseables contenidos en el aire suministrado a un local acondicionado.

Los filtros de aire, empleados eficazmente, pueden reducir substancialmente los gastos de explotación y aumentar la productividad. Los beneficios que comportan son:

- La reducción de los costes de limpieza del local, lo que de otro modo implicaría un 40% de los gastos totales de funcionamiento.
- La reducción de bajas por enfermedad de los empleados, a consecuencia de la eliminación de bacterias, virus y agentes alérgenos del aire.
- Aumento de rendimiento.
- Aumento de la calidad de los productos.
- Aumento de duración o vida útil de la maquinaria o del equipo.

2.34.1 Contaminantes

El aire está contaminado en diversos grados por el suelo, las materias orgánicas, las esporas, los virus, las bacterias y alérgenos, así como por aerosoles, tales como humos, polvo, vapores y niebla. Estos contaminantes se pueden introducir en el aire desde el exterior, o pueden ser retornados al equipo de acondicionamiento desde el propio local acondicionado.

2.34.2 Criterios de características.

Los tres factores más críticos en el comportamiento de los filtros son los siguientes:

- Variación de la resistencia del filtro con el flujo de aire.
- Variación de la resistencia del filtro con la carga de polvo y el flujo de aire del proyecto.
- Efecto de las cargas de polvo con el flujo de aire de proyecto sobre el rendimiento del filtro.

En un filtro deberemos tener en cuenta:

- La resistencia del filtro que opone al paso de aire; aumenta con el flujo de aire (velocidad frontal) o con la carga de polvo en el flujo del proyecto.
- El rendimiento de un filtro como una medida de su capacidad determinada por ensayo de norma; en particular varía no sólo con la carga de polvo sino también con las características de las partículas contaminantes.
- La capacidad de un filtro es una medida de su vida útil o duración de servicio.

2.35 Normas y reglamentos para clasificar los filtros

El RITE, a través de la instrucción técnica IT 1.1.4.2.4 establece los criterios de filtraje del aire exterior de ventilación. La norma europea EN-779, transformada en la española UNE-EN-779 establece los tipos de filtros citados en la IT.

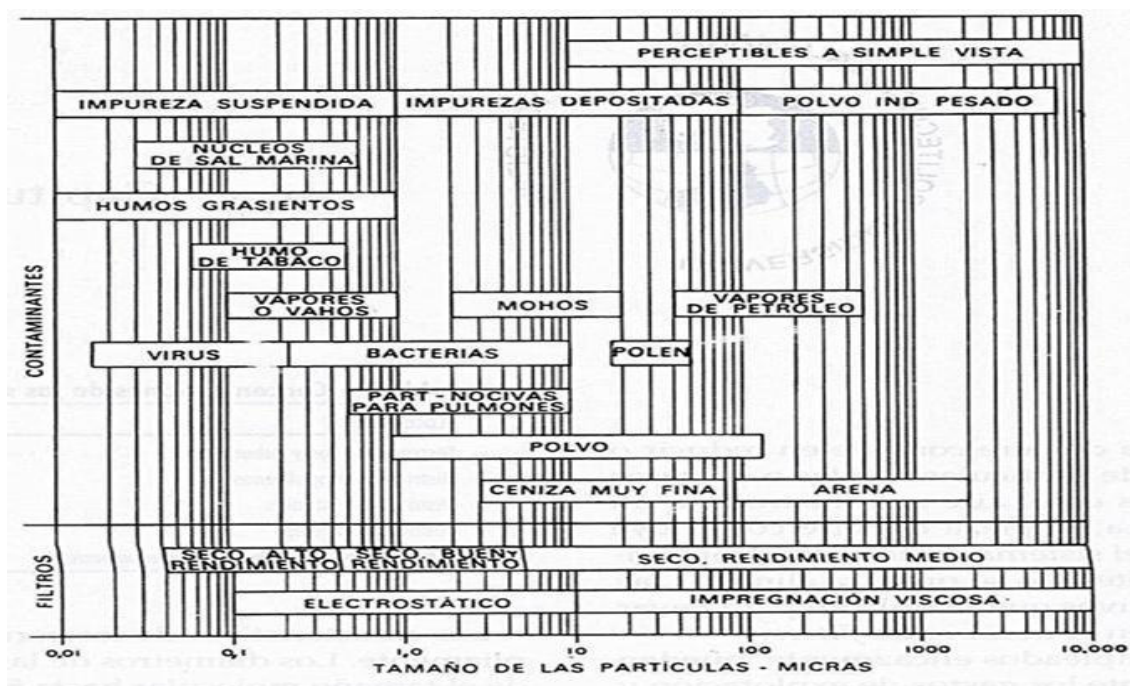


Figura 2.11 Aplicación de los filtros.

Fuente: Ángel Luis Miranda (2007) Psicrometría. En Boixareu (Ed) Técnicas de climatización, Barcelona: MARCOMBO S.A.

2.35.1 Clasificación de baja y media eficiencia de filtros según UNE-EN-779:2012

La norma española establece la siguiente clasificación:

- Filtros de baja y media eficiencia (prefiltros, filtros bolsa)

Tabla 2.9 Clasificación de los filtros de aire según Norma EN 779: 2012

Grupo	Clase	Perdida de Carga Final Pa	Rendimiento medio (AM) frente al Polvo sintético	Eficiencia media (Em) frente a Partículas de 0.4 Um	Eficiencia mínima frente las partículas 0.4 Um
Grosso	G1	250	50 Am 65	-	-
	G2	250	65 Am 80	-	-
	G3	250	80 Am 90	-	-
	G4	250	90 Am	-	-
Medio	M5	-	-	40 Em 60	
	M6	-	-	60 Em 80	
Fino	F7	-	-	80 Em 90	35
	F8	-	-	90 Em 95	55
	F9	-	-	95 Em	75

Fuente: <https://www.venfilter.es>. Compañía Venfilter fabricante de filtros.

2.35.2 Clasificación de alta eficiencia según la norma UNE-EN- 1822

La norma española establece la siguiente clasificación:

- Filtros de Alta Eficiencia (HEPA y ULPA)

Tabla 2.10 Clasificación de los filtros de aire según Norma EN 1822

Eficiencia Integral para MPPS	Clase Según				
	EN 1822	DIN 24183	DIN 24184	BS 3928	Mil. Std. 292
	E10	EU10	Q	EU10	-
	E11	EU11	R	EU11	$\geq 99.5\%$
	H12	EU12	-	EU12	$\geq 99.97\%$
	H13	EU13	S	EU13	$\geq 99.99\%$
	H14	EU14	-	EU14	$\geq 99.999\%$
	U15	EU15	-	-	$\geq 99.9995\%$
	U16	EU16	-	-	$\geq 99.99995\%$
	U17	EU17	-	-	$\geq 99.999995\%$

Fuente: <https://www.venfilter.es>. Compañía Venfilter fabricante de filtros.

2.36 Ventilador (Inyector y Extractor de Aire)

Carrier Air Conditioning Co. Para poder transportar el aire desde un punto 1 hasta un punto 2 a través de sistema de ductería se requiere de un dispositivo que impulse el mismo, a la vez que pueda vencer las pérdidas de carga del sistema. Estos dispositivos son los ventiladores

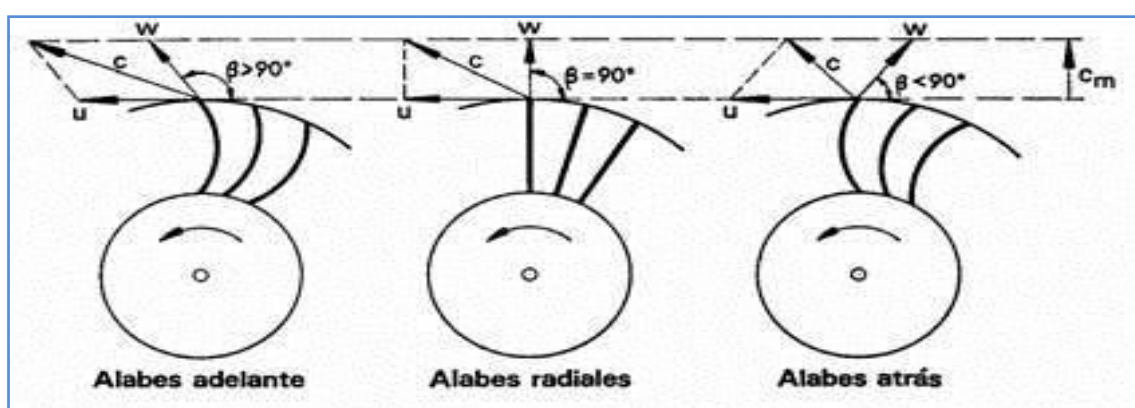
Los ventiladores son usados para producir movimiento de masa de aire en Diferentes aplicaciones. Su funcionamiento se basa en la entrega de energía mecánica por medio de un rotor que gira a altas revoluciones y que aumenta la energía cinética del fluido, que a su vez se transforma en presión estática.

2.36.1 Los ventiladores se clasifican en dos grupos generales

2.36.2 Centrífugos o radiales

Donde el aire circula en dirección perpendicular al eje del rodete impulsor. Así mismo los ventiladores centrífugos se clasifican por el diseño de sus alabes o aletas, pudiendo ser curvadas hacia adelante, curvadas hacia atrás y rectas. Ver fig. 2.12

Figura 2.12 Tipo de Alabes de los Ventiladores.



Fuente: MARCOMBO S.A DE Boixareu Editores (1970) Manual de Carrier.

2.36.3 Características de ventiladores centrífugos.

Ventiladores centrífugos son usados en aplicaciones con bajos caudales pero elevadas caídas de presión ver Tabla 2.8

Tabla 2.11 Características de los Ventiladores Centrífugos

TIPO DE VENTILADOR	VENTAJAS
Curva hacia adelante	<ul style="list-style-type: none"> • Funciona a velocidad relativamente baja en comparación con los otros tipos, para un mismo caudal. • Ventilador más pequeño para un servicio dado, excelente para unidades compactas de ventilador y serpentín (fan-coil).
Radial	<ul style="list-style-type: none"> • Se limpia por sí mismo • Puede ser proyectado para que tenga elevada resistencia mecánica estructural a fin de obtener altas velocidades y presiones.
Curva Hacia atrás	<ul style="list-style-type: none"> • De mayor rendimiento • La curva de potencia consumida tiene una cresta plana por lo que la potencia del motor puede ser calculada para que cubra el margen completo de funcionamiento desde cero hasta un caudal de aire del 100% con una sola velocidad. No se sobrecarga. • La curva de presión es generalmente más abrupta que la de un ventilador curvado hacia delante. Esto origina menor variación del volumen de aire para cualquier variación de presión en el sistema, con porcentajes compatibles de descarga libre. • El punto máximo de rendimiento este situado a la derecha del máximo de presión, permitiendo elegir un ventilador eficiente con reserva de presión incorporada. • Mas silencioso que los otros tipos.

Fuente: MARCOMBO S.A DE Boixareu Editores (1970) Manual de Aire Acondicionado Carrier, pág. 6-5

2.36.4 Axiales

Donde el aire circula en la dirección del eje del impulsor. También se clasifican en ventiladores de hélice, tubo axial y con aletas directrices. Son usados para aplicaciones que requieren mover grandes caudales generando una caída de presión muy baja.

El diseño del sistema de climatización requiere de un ventilador centrífugo debido a la pérdida de presión generada por los ductos, rejillas, intercambiador de calor y filtro de baja y alta eficiencia.

2.36.5 Proceso de Selección del Ventilador

Para poder seleccionar el ventilador es necesario conocer el caudal de aire a mover y la caída de presión del sistema. La selección de los ventiladores se puede efectuar mediante catálogo del fabricante.

La potencia que debe entregar el ventilador al aire para moverlo y vencer las pérdidas del sistema en función de altura de columna de agua es:

$$Potf = Q \times \Delta P_{tv} = Q \times P_{agua} \times G \times h_{tv} \quad [2.19]$$

En donde:

$Potf(w)$: Potencia entregada por el Ventilador al Fluido

$Q \left(\frac{m^3}{seg} \right)$: es el caudal volumétrico del aire.

$\Delta P_{tv}(Pa)$ Diferencia de presión total que entrega el ventilador

$h_{tv}(mc da)$ Altura de presión total del ventilador en metros de columna de agua

$P_{agua}(kg/m^3)$ Densidad del agua

$G(m/seg^2)$ Aceleración gravitacional.

Reemplazando el valor de la densidad del agua por $1000 kg/m^3$, la ecuación.

$$Potf = Q \times \Delta P_{tv} = Q \times G \times h_{tv} \quad [2.20]$$

En la que ahora se h_{tv} expresa en mmda

2.36.6 Uso de catálogo del fabricante para la selección final:

Con el caudal de aire a mover y la caída de presión se tienen los datos para seleccionar el ventilador necesario para el sistema de ventilación.

La selección del ventilador se lo ha realizado mediante el catálogo del fabricante Ventiladores Soler y Palau, mediante el cual se realiza la selección óptima.

Las tablas de selección del ventilador de un fabricante se muestran en la parte III cálculo y selección.

2.36.7 Calculo de Potencia del motor eléctrico

Para un rango establecido de Eficiencias en Ventiladores Centrífugos $\eta : 60\% - 75\%$, asumiremos un valor arbitrario.

$$\eta = 0.70$$

La potencia al eje de una maquina hidráulica se calcula de la siguiente manera:

$$P = \frac{\rho_{aire} \times g \times Q \times H_{aire}}{1000 \times \eta} \quad [2.21]$$

P = Potencia al eje kw

ρ_{aire} = Densidad del aire $\left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right)$

Q = Caudal $\left(\frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)$

H_{aire} = Altura equivalente en metros de aire (mda)

η = eficiencia total del ventilador (70%)

→ *Potencia Teórica*

$$P = Q \times \Delta P_{\text{Tot}} \quad [2.22]$$

→ *Potencia Absoluta o Real*

$$P_a = \frac{Q \times \Delta P_{\text{Tot}}}{(\eta_v)(\eta_h)(\eta_m)} \quad [2.23]$$

2.37 Resistencia Eléctrica.

Según Calelec Heating México. La resistencia Eléctrica es uno de los componentes fundamentales en el proceso de climatización nos permite cambiar el estado del aire cambiando de temperatura muy rápido.

La fórmula estimada para seleccionar la potencia en el calentamiento del aire en grados Fahrenheit.

$$\Delta t = \frac{\text{kw} \times 3.144}{\text{CFM}} \quad [2.34]$$

$$\text{kw} = \frac{\Delta T \times \text{CFM}}{3.144} \quad [2.35]$$

Una vez determinada la carga térmica se define la capacidad en KW

$$1\text{kw} = 3,143 \frac{\text{BTu}}{\text{hr}}$$

En el proceso de selección es recomendable tener cuidado con la velocidad del aire que pasa por el calentador.

Datos Importantes:

Velocidad del aire en ducto variación de temperatura flujo de aire medio en CFM densidad de Potencia.

Características Generales de la resistencia para Selección

- Calentador eléctrico tipo bobina Abierta helicoidal y Fabricados bajo especificaciones del cliente.
- Diseños según Caudal de aire y velocidad de paso
- Alambre Cromo-Níquel de alta
- Debe contar con dispositivo de seguridad de sobre calentamiento y falta de flujo de aire y aislador de cerámica.

CAPITULO III

CALCULOS DE SISTEMA DE CLIMATIZACION

3.1. Condiciones iniciales de Diseño

El área de estudio está distribuida de la siguiente manera según la lógica de funcionamiento del laboratorio veterinario desde el inicio de proceso hasta el término del producto. La distribución es como sigue: Esclusa principal de ingreso de materia prima, Esclusa principal ingreso de personal varón y mujer, vestidor de mujeres y varones, corredor central. Almacén de materia prima, área de pesada, fabricación de líquidos, fabricación de inyectables, envasado de líquidos, envasado de inyectables previa esclusa de materiales y personal, una vez terminada el producto pasa ala área de acondicionamiento, empaque y codificación luego es trasladado al almacén de productos terminados y distribución.

Una vez analizado la lógica de funcionamiento identificamos tres zonas bien definidas para el sistema de climatización. Zona 1 sistema de climatización confort de uso común, Zona 2 área estéril con exigencias de alta calidad de aire tratado con 100% de aire fresco, zona 3 sistema de ventilación con 100% de aire fresco.

Para realizar el cálculo térmico del Sistema de Climatización y Ventilación se tomará en cuenta las exigencias particulares de cada área del laboratorio. Para dicho cálculo se tomará en cuenta los parámetros exigidos por las normas internacionales y las temperaturas y humedades máximas y mínimas registrados por SENAMHI en el distrito de San Juan de Miraflores.

3.2 Condiciones de diseño interiores y exteriores del Laboratorio Agrofarma

Internacional

Las condiciones interiores de diseño se dividen en tres Zonas, Zona de confort se consideró según la NORMA ASHARE para confort humano, por lo que se tomó valores de 23°C TB seco y 65 % HR. Mientras que para locales considerados zonas estéril o críticas se tomará en cuenta estrictamente las condiciones sugeridas por la norma Internacional ISO 14644-1 exclusivamente para concentración de partículas en el aire y recomendación OMS para salas limpias el ingreso de aire será 100% aire fresco y control de humedad y temperatura. Mientras tanto la zona de corredores y esclusas primarias se considera ingreso de aire exterior de ventilación controlado.

Tabla 3.1 Calidad del aire requerido en el Laboratorio Agrofarma Internacional

Área Por Climatizar	Área m2	Altura m	Clasificación de la Sala	Temperatura	Humedad	Renovación (N)	C. Filtro Final %	Presión del Ambiente
Esclusa Principal de Ingreso de materiales	5.25	2.40	No Clasificado	Ambiente	Ambiente	40	90-95	positivo
Esclusa principal de Ingreso Personal	2.39	2.4	No Clasificado	Ambiente	Ambiente	88	90-95	positivo
Vestidor mujeres	8.13	2.4	No Clasificado	Ambiente	Ambiente	20	90-95	negativo
Vestidor varones	7.88	2.4	No Clasificado	Ambiente	Ambiente	20	90-95	negativo
Corredor Principal	46.63	2.4	No Clasificado	Ambiente	Ambiente	16	90-95	negativo
Almacén de materia prima	36	2.4	No Clasificado	Confort	Confort	0	45	0
Área de Pesada								
Esclusa pesada	2.55	2.4	ISO 8	23+2°C	55+-5%	60	90-95	positivo
Prepeada	6.8	2.4	ISO 8	23+2°C	55+-5%	25	90-95	positivo
Pesada	9.2	2.4	ISO 8	23 +2 °C	55 +-5%	18	90-95	Negativo
Post Pesada	6.5	2.4	ISO 8	23+-2°C	55+-5%	30	90-95	positivo
Preparación de Materiales								
Esclusa de Materiales	3.1	2.4	ISO 7	23+-2°C	55+-5%	60	99.99	Positivo
Esclusa de Personal	2.17	2.4	ISO 7	23+-2°C	55+-5%	60	99.99	Positivo
Preparación (H. – Autoclave).	23	2.4	ISO 7	23+-2°C	55+-5%	15	99.99	Negativo
Área de líquidos prepar.								
Esclusa de materiales,	2.33	2.4	ISO 8	23+-2°C	65+-5%	60	99-95	Positivo
Esclusa de personal,	2	2.4	ISO 8	23+-2°C	65+-5%	60	99-95	Positivo
preparación de líquidos,	12.80	2.4	ISO 8	23+-2°C	65+-5%	30	90-95	Negativo
Envasado de líquidos								
Esclusa de materiales	2.74	2.4	ISO 7	23+-2°C	5+-5%	60	90-95	Positivo
Esclusa de personal,	2.12	2.4	ISO 7	23+-2°C	55+-5%	60	90-95	Positivo
Envasado de líquidos	8.25	2.4	ISO 7	23+-2°C	55+-5%	15	90-95	Negativo
Fabricación Inyectables								
Esclusa de materiales		2.4	ISO 7	23+-2°C	55+-5%	60	99.99	Positivo
Esclusa de personal	2.5	2.4	ISO 7	23+-2°C	55+-5%	60	99.99	Positivo
Fabricación de Inyectables		2.4	ISO 7	23+-2°C	55+-5%	15	99.99	Negativo
Envasado de Inyectables								
Esclusa 1	1.77	2.4	ISO 8	23+-2°C	55+-5%	25	99.99	0
Esclusa 2	1.65	2.4	ISO 8	23+-2°C	55+-5%	25	99.99	0
Esclusa 3	1.53	2.4	ISO 7	23+-2°C	55+-5%	90	99.99	Positivo
Envasados inyectables	19.44	2.4	ISO 7	23+-2°C	55+-5%	15	99.99	Negativo
Cabina de Flujo Laminar	0.70	2.4	ISO 5	23+-2°C	55+-5%	130	99.999	Positivo
Acondicionado	10.4	2.4	No Clasificado	Confort	Confort	1	45	0
Almacén de productos Terminado	45.00	2.4	No Clasificado	Confor t	Confort	0	45	0

Fuente: Elaboración propia.

Mientras tanto las condiciones exteriores de diseño se tomarán en cuenta temperatura y humedad promedio de los últimos 4 años obtenidos del SENAMHI como parte de dato para nuestro cálculo, tomando en cuenta los valores más altos y luego usar el promedio para cubrir condiciones climatológico fuertes en el futuro.

Tabla 3.2 Estadística de condiciones exteriores más altas de los tres primeros Meses del año 2015, 2016, 2017 y 2018

MESES	TEMPERATURA °C PROMEDIO MAXIMO				HUMEDAD PROMEDIO RELATIVA %			
	AÑO 2015	AÑO 2016	AÑO 2017	AÑO 2018	AÑO 2015	AÑO 2016	AÑO 2017	AÑO 2018
ENERO	28	30	27.9	25.6	93	87.6	93	95
FEBRERO	30	32	29.5	26.6	86.78	90.5	93	92
MARZO	31.5	30	29.7	26.4	86.5	88.5	94	94

Fuente: Senamhi – oficina de estadística

Temperatura y humedad exterior para el diseño será la temperatura promedio y humedad promedio de verano de los años 4 Últimos años de los cuales se registró la temperatura más alta en el año 2015 y 2016: temperatura promedio 30.25°C y humedad relativa promedio 88.8%.

3.3 Metodología del cálculo

Para realizar el Cálculo se dividió en tres partes la primera es el sistema de Aire Acondicionado para condiciones confort, el segundo es el sistema de climatización con 100% aire fresco con control de calidad de aire de alta exigencia para salas limpias y el tercer sistema de ventilación con aire filtrado.

3.3.1 Calculo térmico para Aire Acondicionado de uso confort

Para realizar el cálculo térmico y selección de capacidad de los equipos para uso de confort se consideraron promedio de temperatura más alta de los meses de enero, febrero y marzo de los años 2015, 2016, 2017 y 2018.

$$\text{TBS EXT (Promedio)} = 30.25^{\circ}\text{C} = 86.25^{\circ}\text{F}$$

$$\text{HR EXT(Promedio)} = 88.8\%$$

$$\text{TBS INT} = 23^{\circ}\text{C} = 73.4^{\circ}\text{F}$$

$$\text{HR INT} = 55\%$$

3.3.2 Calculo térmico para 100% aire fresco con control de calidad

Para realizar el cálculo de capacidad de zonas con alto control de calidad de aire se parte de las condiciones internas de la tabla 3.2 parámetros previos al diseño según normas ISO y OMS para salas limpias.

$$\text{TBS INT} = 23^{\circ}\text{C} = 73.4^{\circ}\text{F}$$

$$\text{HR INT} = 55\%$$

3.3.3 Calculo sistema de ventilación

Para realizar el cálculo del sistema de ventilación es los cambios de aire por hora y las presiones positivas o negativas de cada ambiente.

3.4 Calculo para sistema de Aire Acondicionado de uso Confort.

3.4.1 Calculo de las ganancias de calor por conducción a través de la estructura exterior e interior de los ambientes del laboratorio.

Las ganancias de calor por conducción se dan a través de paredes, techos, pisos, que dan al exterior y se calcula con la expresión mencionada en el capítulo 2.

$$Q=U \times A \times DTCE \text{ en BTU/h}$$

Q Ganancia neta del recinto por conducción a través del techo, paredes o vidrio;

U Coeficiente general de transferencia de calor para techo, pared y vidrio; BTU/h- ft² - °F

A= Área del techo, paredes, o vidrios; ft²

DTCE= ΔT Diferencia de temperatura para carga de enfriamiento; °F

Se tomará como referencia de cálculo el Almacén de Materia Prima Para analizar cada uno de los resultados; en el resto de las áreas se seguirá el mismo método.

3.4.2 Análisis de las áreas de paredes, techos y pisos

Se determinaron los valores según el plano arquitectónico del ancho y de la altura de cada una de las paredes, piso, techo, puertas, y su ubicación en el caso que sean interiores o exteriores.

Tabla 3.3 Áreas y orientaciones de paredes almacén de materia prima.

	ANCHO(m)	ALTO(m)	AREA(m2)	UBICACIÓN
PARED	11,96	2,4	28,70	EXTERIOR
PARED	3,00	2,4	7,20	INTERIOR
PARED	11,96	2,4	28,70	INTERIOR
PARED	3,00	2,4	7,20	INTERIOR
PUERTA	0,9	2,0	1,80	INTERIOR
PISO	11,96	3,0	35,88	
TECHO	11,96	3,0	35,88	

Fuente: Elaboración propia

3.4.3 Análisis de ganancia de calor por conducción

3.4.4 Coeficiente global de transferencia de calor (BTU/(h-ft²-°F))

Se determinó el coeficiente global de transferencia de calor por conducción según la siguiente Tabla y se clasificaron según el tipo de construcción del laboratorio:

Tabla 3.4 Coeficiente global según tipo de construcción

GRUPO N°	Descripcion de la construccion	Peso, lb/ft ²	Valor de U BTU/(h-ft ² -°F)	Capacidad calorifica, BTU/(ft ² -°F)
Ladrillo de vista de 4 in + (Ladrillo)				
	C Espacio de aire + ladrillo de vista de 3 in	83	0.358	18.3
	D Ladrillo comun de 4 in.	90	0.415	18.4
	C Aislamiento de 1 in o espacio de aire + ladrillo comun de 4 in	90	0.174-0.301	18.4
	B Aislamiento de 2 in + ladrillo comun de 4 in	88	0.111	18.5
	B Ladrillo comun de 8 in	130	0.302	26.4
	A Aislamiento o espacio de aire + ladrillo comunde 8 in	130	0.154-0.243	26.4
Ladrillo de vista de 4 in + (concreto pesado)				
	C Espacio de aire + ladrillo de vista de 2 in	94	0.350	19.7
	B Aislamiento de 2 in + concreto de 4 in	97	0.116	19.8
	A Espacio de aire o aislamiento + concreto de 8 in o mas	143-190	0.110-0.112	29.1-38.4
Ladrillo de vista de 4 in + (bloque de concreto ligero o pesado)				
	E Bloque de 4 in	62	0.319	12.9
	D Espacio de aire o aislamiento + bloque de 4 in	62	0.153-0.246	12.9
	D Bloque de 8 in	70	0.274	15.1
	C Espacio de aire o aislamiento de 1 in + bloque de 6 u 8 in	73-89	0.221-0.275	15.5-18.5
	B Aislamiento de 2 in + bloque de 8 in	89	0.096-0.107	15.5-18.6
Ladrillo de vista de 4 in + (azulejo de barro)				
	D Azulejo de 4 in	71	0.381	15.1
	D Espacio de aire o aislamiento + azulejo de 4 in	71	0.281	15.1
	C Aislamiento + azulejo de 4 in	71	0.169	15.1
	C Azulejo de 8 in	96	0.275	19.7
	B Espacio de aire o aislamiento de 1 in + azulejo de 8 in	96	0.142-0.221	19.7
	A Aislamiento de 2 in + azulejo de 8 in	97	0.097	19.8
Pared de concreto pesado + (acabado)				
	E Concreto de 4 in	63	0.585	12.5
	D Concreto de 4 in + aislamiento de 1 o 2 in	63	0.119-0.200	12.5
	C Aislamiento de 2 in + concreto de 4 in	63	0.119	12.7
	C Concreto de 8 in	109	0.490	21.9
	B Concreto de 8 in +aislamiento de 1 o 2 in	110	0.115-0.187	22
	A Aislamiento de 2 in + concreto de 8 in	110	0.115	21.9
	E Concreto de 12 in	156	0.421	31.2
	A Concreto de 12 in + aislamiento	156	0.113	31.3
Bloque de concreto ligero y pesado + (acabado)				
	F Bloque de 4 in + espacio de aire	29-36	0.161-0.263	5.7-7.2
	E Aislamiento de 2 in + Bloque de 4 in	29-37	0.105-0.114	5.8-7.3
	E Bloque de 8 in	41-57	0.294-0.402	6.3-11.3
	D Concreo de 8 in + espacio de aire o aislamiento	41-57	0.149-0.173	8.3-11.3
Azulejo de barro + (acabado)				
	F Azulejo de 4 in	39	0.419	7.8
	F Azulejo de 4 in + espacio de aire	39	0.303	7.8
	E Azulejo de 4 in + aislamiento de 1 in	39	0.175	7.9
	D Aislamiento de 2 in + azulejo de 4 in	40	0.110	7.9
	D Azulejo de 8 in	63	0.296	12.5
	C Azulejo de 8 in + espacio de aire o aislamiento de 1 in	63	0.151-0.231	12.6
	B Aislamiento de 2 in + azulejo de 8 in	63	0.099	12.6
Pared de lamina (cortina metalica)				
	G Con o sin espacio de aire + 1,2 o 3 in de aislamiento	5	0.091-0.230	0.7
Pared del bastidor				
	G Aislamiento de 1 a 3 in	16	0.081-0.178	3.2

Reproducido con permiso de 1985 *Fundamentals ASHRAE Handbook & Product Directory*

Fuente: Tesis: Diseño de un sistema de climatización para la clínica hospital esperanza de la ciudad de Machala, Néstor Antonio Enderica Armijos – Cuenca Ecuador.

Tabla 3.5 Descripción de grupos de ventanas

Paneles verticales (ventanas exteriores, puertas corredizas de vidrio y particiones) Vidrio plano, tragaluz y lamina de plastico.				Paneles horizontales - vidrio plano, tragaluz y domos de plastico			
Descripcion	Invierno	Exterior verano	Interior	Descripcion	Invierno	Exterior verano	Interior
Vidrio plano				Vidrio plano			
vidrio sencillo	1.1	1.04	0.73	vidrio sencillo	1.23	0.83	0.96
Vidrio aislante - doble				Vidrio aislante - doble			
espacio de aire de 1/4"	0.58	0.61	0.49	espacio de aire de 1/4"	0.65	0.54	0.59
espacio de aire de 1/2"	0.49	0.56	0.46	espacio de aire de 1/2"	0.59	0.49	0.56
espacio de aire de 1/2"				espacio de aire de 1/2"			
recubrimiento de baja emision				recubrimiento de baja emision			
e=0.20	0.32	0.38	0.32	e=0.20	0.48	0.36	0.39
e=0.40	0.38	0.45	0.38	e=0.40	0.42	0.42	0.45
e=0.60	0.43	0.51	0.42	e=0.60	0.56	0.46	0.5
Vidrio aislante - triple				Tragaluz			
espacio de aire de 1/4"	0.39	0.44	0.38	11 x 11 x 3 in espesor			
espacio de aire de 1/2"	0.31	0.39	0.3	con divisor de cavidad	0.53	0.35	0.44
ventanas dobles				12 x 12 x 4 in espesor			
espacio de aire de 1" a 4	0.5	0.5	0.44	con divisor de cavidad	0.51	0.34	0.42
Lamina de plastico				Domos de plastico			
sencilla				de pared sencilla	1.15	0.8	
1/8" de espesor	1.06	0.98		de pared doble	0.7	0.46	
1/4" de espesor	0.96	0.89		Factores de ajuste para paneles verticales y horizontales			
1/2" de espesor	0.81	0.76		Descripcion	Vidrio sencillo	Vidrio doble o triple	Ventanas dobles
unidad aislante - doble				Ventanas			
espacio de aire de 1/4"	0.55	0.56		Todas de vidrio	1	1	1
espacio de aire de 1/2"	0.43	0.45		Marco de madera - 80% vidrio	0.9	0.95	0.9
				Marco de madera - 60% vidrio	0.8	0.85	0.8
				Marco de metal - 80% vidrio	1	1.2	1.2
Tragaluz				Ventanas y puertas			
6x6x4 in de espesor	0.6	0.57	0.46	Corredizas de vidrio	0.95	1	
8x8x4 in de espesor	0.56	0.54	0.44	Marco de madera	1	1.1	
con divisor del hueco	0.48	0.46	0.38	Marco de metal			
12x12x4 in espesor	0.52	0.5	0.41	*VIDRIO DE 1/8" *VIDRIO DE 1/4" *RECUBRIMIENTO EN AMBAS SUPERFICIES DEL VIDRIO QUE DAN AL ESPACIO DE AIRE *DISEÑO DE LA VENTANA: VIDRIO DE 1/4" - VIDRIO DE 1/8" - VIDRIO DE 1/4" *DIMENSIONES NOMINALES BASADOS EN LA SUPERFICIE DE LA ABERTURA CON AISLAMIENTO TERMICO			
con divisor del hueco	0.44	0.42	0.36				
12x12x2 in espesor	0.6	0.57	0.46				

Fuente: Tesis: Diseño de un sistema de climatización para la clínica hospital esperanza de la ciudad de Machala, Néstor Antonio Enderica Armijos – Cuenca Ecuador

Tabla 3.6 Descripción de grupos de puertas

CONSTRUCCION	Valor de U en BTU / hora pie ² °F	
	Verano	Invierno
TECHO-CIELO RASO (techo inclinado, marco de madera, cielo terminado en langueros)		
Sin aislamiento	0.28	0.29
Aislamiento R-19 (5 1/2 a 6 1/2 in)	0.06	0.05
TECHO-TAPANCO-CIELO RASO (tapanco con ventilacion natural).		
Sin aislamiento	0.15	0.29
Aislamiento R-19 (5 1/2 a 6 1/2 in)	0.04	0.05
Pisos		
Piso sobre espacio no acondicionado, sin cielo raso		
Marco de madera:		
Sin aislamiento	0.33	0.27
Aislamiento R-7 (2 a 2 1/2 in)	0.08	0.08
Cubierta de concreto:		
Sin aislamiento	0.09	0.43
Aislamiento R-7	0.1	0.09
PUERTAS		
Madera maciza:		
de 1 in de espesor	0.51	0.64
de 1 1/2 in de espesor	0.47	0.49
de 2 in de espesor	0.42	0.43
Acero:		
de 1 1/2 in de espesor con relleno de lana mineral	0.56	0.59
de 1 1/2 in de espesor con relleno de poliuretano	0.46	0.47
de 1 1/2 in de espesor con relleno de espuma de uretano	0.39	0.4

Fuente: Tesis: Diseño de un sistema de climatización para la clínica hospital esperanza de la ciudad de Machala, Néstor Antonio Enderica Armijos – Cuenca Ecuador

Tabla 3.7 Coeficiente Global de Transferencia de Calor U.

TIPO DE ESTRUCTURA	COEFICIENTE GLOBAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR U (BTU/(h- ft ² -°F)	DESCRIPCION DE LA CONSTRUCCIÓN
A	0,415	Ladrillo común de 4 in
B	0,115	Bloque de concreto de 8 in + acabado
C	0,47	Puerta madera de 1 ½ in de
D	0,73	Vidrio sencillo (interior)

Fuente: Tesis: Diseño de un sistema de climatización para la clínica hospital esperanza de la ciudad de Machala, Néstor Antonio Enderica Armijos – Cuenca Ecuador

3.4.5 Diferencia de temperatura para carga de enfriamiento - DTCE (°F)

El cálculo de la DTCE se realizó considerando el coeficiente de corrección para latitud, color y mes (LM), corrección debido al color de la superficie (K), factor de corrección para ventilación de cielo raso (f=0,75 en el caso que exista cielo raso, para los demás casos ocupar f=1), se presenta a continuación la ecuación de cálculo:

$$DTCE_e = [(DTCE + LM) \times K + (78 - Tr) + (To - 85)]$$

Donde:

DTCE_e = Valor corregido de DTCE; °F DTCE= Temperatura de las tablas

LM= Corrección para latitud al color y mes

K= corrección debido al color de la superficie

K= 1.0 para superficies oscuras o áreas industriales

K=0,5 para techos de color, claro en zonas rurales

K=0,65 para paredes de color claro en zonas rurales

Tr= Temperatura del recinto; °F

To = Temperatura máximo promedio de diseño exterior; °F

f= factor de corrección para ventilación del cielo raso (solo para el techo)

f= 0,75 para ventiladores de entrepiso (techo falso) en los demás casos f= 1.0

Los valores para DTCE se consideraron de la ilustración que se muestra a continuación, según el tipo de pared, es decir de Ladrillo común de 4 in, orientación y hora solar máxima 15 horas.

Tabla 3.8 Valores de DTCE

ORIENTACIÓN DE PARED	DTCE
NE	23
NW	12
SE	31
SW	16

Fuente: Elaboración propia

Tabla 3.9 Diferencias de temperaturas para cargas de enfriamiento (DTCE)

		Hora solar,h																								Hora de la DTCE maxima	DTCE minima	DTCE maxima	Diferencia de DTCE
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24				
Latitud norte, orientacion de pared	Paredes grupo A																												
	N	14	14	14	13	13	13	12	12	11	11	10	10	10	10	10	10	11	11	12	12	13	13	14	14	2	10	14	4
	NE	19	19	19	18	17	17	16	15	15	15	15	15	16	16	17	18	18	18	19	19	20	20	20	20	22	15	20	5
	E	24	24	23	23	22	21	20	19	19	18	19	19	20	21	22	23	24	24	25	25	25	25	25	25	22	18	25	7
	SE	24	23	23	22	21	20	20	19	18	18	18	18	18	19	20	21	22	23	23	24	24	24	24	24	22	18	24	6
	SE	20	20	19	19	18	18	17	16	16	15	14	14	14	14	15	16	17	18	19	19	20	20	20	20	23	14	20	6
	SW	25	25	25	24	24	23	22	21	20	19	19	18	17	17	17	17	18	19	20	22	23	24	25	25	24	17	25	8
	W	27	27	26	26	25	24	23	22	21	20	19	19	18	18	18	18	19	20	22	23	25	26	26	26	1	18	27	9
	NW	21	21	21	20	20	19	19	18	17	16	16	15	15	14	14	14	15	15	16	17	18	19	20	21	1	14	21	7
	Paredes grupo B																												
N	15	14	14	13	12	11	11	10	9	9	9	8	9	9	9	10	11	12	13	14	14	15	15	15	24	8	15	7	
NE	19	18	17	16	15	14	13	12	12	13	14	15	16	17	18	19	19	20	20	21	21	21	20	20	21	12	21	9	
E	23	22	21	20	18	17	16	15	15	15	17	19	21	22	24	25	26	26	27	27	26	26	25	24	20	15	27	12	
SE	23	22	21	20	18	17	16	15	14	14	15	16	18	20	21	23	24	25	26	26	26	26	25	24	21	14	26	12	
S	21	20	19	18	17	15	14	13	12	11	11	11	11	12	14	15	17	19	20	21	22	22	22	21	23	11	22	11	
SW	27	26	25	24	22	21	19	18	16	15	14	14	13	13	14	15	17	20	22	25	27	28	28	28	24	13	28	15	
W	29	28	27	26	24	23	21	19	18	17	16	15	14	14	14	15	17	19	22	25	27	29	29	30	24	14	30	16	
NW	23	22	21	20	19	18	17	15	14	13	12	12	12	11	12	12	13	15	17	19	21	22	23	23	24	11	23	12	
Paredes grupo C																													
N	15	14	13	12	11	10	9	8	8	7	7	8	8	9	10	12	13	14	15	16	17	17	17	16	22	7	17	10	
NE	19	17	16	14	13	11	10	10	11	13	15	17	19	20	21	22	22	23	23	23	23	22	21	20	20	10	23	13	
E	22	21	19	17	15	14	12	12	14	16	19	22	25	27	29	29	30	30	30	29	28	27	26	24	18	12	30	18	
SE	22	21	19	17	15	14	12	12	12	13	16	19	22	24	26	28	29	29	29	29	28	27	26	24	19	12	29	17	
S	21	19	18	16	15	13	12	10	9	9	9	10	11	14	17	20	22	24	25	26	25	25	24	22	20	9	26	17	
SW	29	27	25	22	20	18	16	15	13	12	11	11	11	13	15	18	22	26	29	32	33	33	32	31	22	11	33	22	
W	31	29	27	25	22	20	18	16	14	13	12	12	12	13	14	16	20	24	29	32	35	35	35	33	22	12	35	23	
NW	25	23	21	20	18	16	14	13	11	10	10	10	10	11	12	13	15	18	22	25	27	27	27	26	22	10	27	17	
Paredes grupo D																													
N	15	13	12	10	9	7	6	6	6	6	6	7	8	10	12	13	15	17	18	19	19	19	18	16	21	6	19	13	
NE	17	15	13	11	10	8	7	8	10	14	17	20	22	23	23	24	24	25	25	24	23	22	29	18	19	7	25	18	
E	19	17	15	13	11	9	8	9	12	17	22	27	30	32	33	33	32	32	31	30	28	26	24	22	16	8	33	25	
SE	20	17	15	13	11	10	8	8	10	13	17	22	26	29	31	32	32	32	31	30	28	26	24	22	17	8	32	24	
S	19	17	15	13	11	9	8	7	6	6	7	9	12	16	20	24	27	29	29	29	27	26	24	22	19	6	29	23	
SW	28	25	22	19	16	14	12	10	9	8	8	8	10	12	16	21	27	32	36	38	38	37	34	31	21	8	38	30	
W	31	27	24	21	18	15	13	11	10	9	9	9	10	11	14	18	24	30	36	40	41	40	38	34	21	9	41	32	
NW	25	22	19	17	14	12	10	9	8	7	7	8	9	10	12	14	18	22	27	31	32	32	30	27	22	7	32	25	
Paredes grupo E																													
N	12	10	8	7	5	4	3	4	5	6	7	9	11	13	15	17	19	20	21	23	20	18	16	14	20	3	22	19	
NE	13	11	9	7	6	4	5	9	15	20	24	25	25	26	26	26	26	26	25	24	22	19	17	15	16	4	26	22	
E	14	12	10	8	6	5	6	11	18	26	33	36	38	37	36	34	33	32	30	28	25	22	20	17	13	5	38	33	
SE	15	12	10	8	7	5	5	8	12	19	25	31	35	37	37	36	34	33	31	28	26	23	20	17	15	5	37	32	
S	15	12	10	8	7	5	4	3	4	5	9	13	19	24	29	32	34	33	31	29	26	23	20	17	17	3	34	31	
SW	22	18	15	12	10	8	6	5	5	6	7	9	12	18	24	32	38	43	45	44	40	35	30	26	19	5	45	40	
W	26	21	17	14	11	9	7	6	6	6	7	9	11	14	20	27	36	43	49	49	45	40	34	29	20	6	49	43	
NW	20	17	14	11	9	7	6	5	5	5	6	8	10	13	16	20	26	32	37	38	36	32	28	24	20	5	38	33	
Paredes grupo F																													
N	8	6	5	3	2	1	2	4	6	7	9	11	14	17	19	21	22	23	24	23	20	16	13	11	19	1	24	23	
NE	9	7	5	3	2	1	5	14	23	28	30	29	28	27	27	27	27	26	24	22	19	16	13	11	11	1	30	29	
E	10	7	6	4	3	2	6	17	28	38	44	45	43	39	36	34	32	30	27	24	21	17	15	12	12	2	45	43	
SE	10	7	6	4	3	2	4	10	19	28	36	41	43	42	39	36	34	31	28	25	21	18	15	12	13	2	43	41	
S	10	8	6	4	3	2	1	3	7	13	20	27	34	38	39	38	35	31	26	22	18	15	12	16	1	39	38		
SW	15	11	9	6	5	3	2	2	4	5	8	11	17	26	35	44	50	53	52	45	37	28	23	18	18	2	53	51	
W	17	13	10	7	5	4	3	3	4	6	8	11	14	20	28	39	49	57	60	54	43	34	27	21	19	3	60	57	
NW	14	10	8	6	4	3	2	2	3	5	8	10	13	15	21	27	35	42	46	43	35	28	22	18	19	2	46	44	
Paredes grupo G																													
N	3	2	1	0	-1	2	7	8	9	12	15	18	21	23	24	24	25	26	22	15	11	9	7	5	18	-1	26	27	
NE	3	2	1	0	-1	9	27	36	39	35	30	26	26	27	27	26	25	22	18	14	11	9	7	5	9	-1	39	40	
E	4	2	1	0	-1	11	31	47	54	55	50	40	33	31	30	29	27	24	19	15	12	10	8	6	10	-1	55	56	
SE	4	2	1	0	-1	5	18	32	42	49	51	48	42	36	32	30	27	24	19	15	12	10	8	6	11	-1	51	52	
S	4	2	1	0	-1	0	1	12	22	31	39	45	46	43	37	31	25	20	15	12	10	8	5	14	-1	46	47		
SW	5	4	3	1	0	0	2	5	8	12	16	26	38	50	59	63	61	52	37	24	17	13	10	8	16	0	63	63	
W	6	5	3	2	1	1	2	5	8	11	15	19	27	41	56	67	72	67	48	29	20	15	11	8	17	1	72	71	
NW	5	3	2	1	0	0	2	5	8	11	15	18	21	27	37	47	55	55	41	25	17	13	10	7	18	0	55	55	
Reproducido con permiso del 1985 Fundamentals, ASHRAE Handbook & Product Directory.																													

Tabla 3.10 Corrección de la DTCE por latitud y mes

Latitud	Mes	N	NNE NNW	NE NW	ENE WNW	E W	ESE WSW	SE SW	SSE SSW	S	HORA
0	Dic	-3	-5	-5	-5	-2	0	3	6	9	-1
	Ene/Nov	-3	-5	-4	-4	-1	0	2	4	7	-1
	Feb/Oct	-3	-2	-2	-2	-1	-1	0	-1	0	0
	Mar/Sept	-3	0	1	-1	-1	-3	-3	-5	-8	-1
	Abr/Ago	5	4	3	0	-2	-5	-6	-8	-8	-2
	May/Jul	10	7	5	0	-3	-7	-8	-9	-8	-4
	Jun	12	9	5	0	-3	-7	-9	-10	-8	-5
8	Dic	-4	-6	-6	-6	-3	0	4	8	12	-5
	Ene/Nov	-3	-5	-6	-5	-2	0	3	6	10	-4
	Feb/Oct	-3	-4	-3	-3	-1	-1	1	2	4	-1
	Mar/Sept	-3	-2	-1	-1	-1	-2	-2	-3	-4	0
	Abr/Ago	2	2	2	0	-1	-4	-5	-7	-7	-1
	May/Jul	7	5	4	0	-2	-5	-7	-9	-7	-2
	Jun	9	6	4	0	-2	-6	-8	-9	-7	-2
16	Dic	-4	-6	-8	-8	-4	-1	4	9	13	-9
	Ene/Nov	-4	-6	-7	-7	-4	-1	4	8	12	-7
	Feb/Oct	-3	-5	-5	-4	-2	0	2	5	7	-4
	Mar/Sept	-3	-3	-2	-2	-1	-1	0	0	0	-1
	Abr/Ago	-1	0	-1	-1	-1	-3	-3	-5	-6	0
	May/Jul	4	3	3	0	-1	-4	-5	-7	-7	0
	Jun	6	4	4	1	-1	-4	-6	-8	-7	0
24	Dic	-5	-7	-9	-10	-7	-3	3	9	13	-13
	Ene/Nov	-4	-6	-8	-9	-6	-3	3	9	13	-11
	Feb/Oct	-4	-5	-6	-6	-3	-1	3	7	10	-7
	Mar/Sept	-3	-4	-3	-3	-1	-1	1	2	4	-3
	Abr/Ago	-2	-1	0	-1	-1	-2	-1	-2	-3	0
	May/Jul	1	2	2	0	0	-3	-3	-5	-6	1
	Jun	3	3	3	1	0	-3	-4	-6	-6	1
32	Dic	-5	-7	-10	-11	-8	-5	2	9	12	-17
	Ene/Nov	-5	-7	-9	-11	-8	-4	2	9	12	-15
	Feb/Oct	-4	-6	-7	-8	-4	-2	4	8	11	-10
	Mar/Sept	-3	-4	-4	-4	-2	-1	3	5	7	-5
	Abr/Ago	-2	-2	-1	-2	0	-1	0	1	1	-1
	May/Jul	1	1	1	0	0	-1	-1	-3	-3	1
	Jun	1	2	2	1	0	-2	-2	-4	-4	2
40	Dic	-6	-8	-10	-13	-10	-7	0	7	10	-21
	Ene/Nov	-5	-7	-10	-12	-9	-6	1	8	11	-19
	Feb/Oct	-5	-7	-8	-9	-6	-3	3	8	12	-14
	Mar/Sept	-4	-5	-5	-6	-3	-1	4	7	10	-8
	Abr/Ago	-2	-3	-2	-2	0	0	2	3	4	-3
	May/Jul	0	0	0	0	0	0	0	0	1	1
	Jun	1	1	1	0	1	0	0	-1	-1	2
48	Dic	-6	-8	-11	-14	-13	-10	-3	2	6	-25
	Ene/Nov	-6	-8	-11	-13	-11	-8	-1	5	8	-24
	Feb/Oct	-5	-7	-10	-11	-8	-5	1	8	11	-18
	Mar/Sept	-4	-6	-6	-7	-4	-1	4	8	11	-11
	Abr/Ago	-3	-3	-3	-3	-1	0	4	6	7	-5
	May/Jul	0	-1	0	0	1	1	3	3	4	0
	Jun	1	1	2	1	2	1	2	2	3	2
56	Dic	-7	-9	-12	-16	-16	-14	-9	-5	-3	-28
	Ene/Nov	-6	-8	-11	-15	-14	-12	-6	-1	2	-27
	Feb/Oct	-6	-8	-10	-12	-10	-7	0	6	9	-22
	Mar/Sept	-5	-6	-7	-8	-5	-2	4	8	12	-15
	Abr/Ago	-3	-4	-4	-4	-1	1	5	7	9	-8
	May/Jul	0	0	0	0	2	2	5	6	7	-2
	Jun	2	1	2	1	3	3	4	5	6	1

Reproducido con permiso del 1979 ASHRAE Load Calculations Manual

Fuente: Tesis: Diseño de un sistema de climatización para la clínica hospital esperanza de la ciudad de Machala, Néstor Antonio Enderica Armijos – Cuenca Ecuador

Tabla 3.11 Valores de LM.

LATITUD	MES	NE	NW	SE	SW
32°N	FEBRERO/ OCTUBRE	-7	-7	4	4

Fuente: Elaboración Propia

Los valores K son debido a la corrección debido al color de la superficie es decir para nuestro caso K=1 para superficies oscuras o áreas industriales.

3.4.6 Cálculo de las ganancias de calor por conducción

Según lo determinado en secciones anteriores se considerará el Almacén de materia prima como ejemplo, de la misma forma se estableció el mismo proceso para el resto de las áreas en confort.

Por lo tanto: Un solo lado de la pared está orientada al S-E y es la única pared de este laboratorio que está ubicada hacia el EXTERIOR es por eso que se realizará la corrección de diferencia de temperatura, el resto de las paredes son INTERIORES.

Mencionado lo anterior tenemos:

$$DTCE = 31$$

$$LM = 3, K = 1$$

$f = 0.75$ (por que tiene techo falso).

$T_r = 73.4^\circ\text{F}$ (23°C) – Temperatura de diseño del interior del recinto.

$T_o = 86.25^\circ\text{F}$ (30.25°C) – Temperatura exterior máxima según estadísticas de SENAMHI.

$$DTCE = ((DTCE + LM) \times K + (78 - t_r) + (t_o - 85)) \times f$$

$$DTCE_e = [(31 + 4) \times 1 + (78 - 73 \cdot 4) + (86.25 - 85)] \times 0.74$$

$$DTCE_e = 30.23^\circ\text{F}$$

Observación: Para las paredes que se ubican en el interior del local se consideró $DTCE = 2^\circ\text{F}$ debido a que interiormente no varía significativamente las temperaturas. Los resultados de ganancia de calor por conducción a través de la estructura exterior e interior del recinto (Almacén de materia prima) ver tabla 3.12.

$$Q = U \times A \times DTCE$$

$$Q = 0.415 \times 309 \times 29.1 = 3,735.5 \text{ BTU/h}$$

Tabla 3.12 Resultados de la ganancia de calor por conducción almacén de materia prima.

ESTRUCTURA	COEFICIENTE (U)	ÁREA (ft ²)	DTCE(°F)	Q(BTU/h)
A	0,415	309	29,13	3,735.5
A	0,415	77,50	2	64,33
A	0,415	309	2	256,47
A	0,415	77,50	2	64,33
C	0,47	19,38	2	18,22
B	0,115	35,88	2	8,25
B	0,115	35,88	2	8,25

Fuente: Elaboración propia

3.4.7 Análisis de ganancia de calor por radiación a través de los vidrios

Las ganancias de calor por radiación a través de los vidrios que se ubican hacia el exterior se calculan con la expresión mencionada en el capítulo 2:

$$Q = FGCS \times A \times CS \times FCE$$

Donde:

Q = Ganancia neta por radiación solar a través del vidrio; BTU/h

$FGCS$ = Factor de ganancia máxima de calor solar; BTU/h – ft²

A = Área del vidrio; ft²

CS= Coeficiente de sombreado

FCE= Factor de carga de enfriamiento para el vidrio.

3.4.8. Análisis de las áreas de vidrios orientados al exterior

Se determinaron los valores según el plano arquitectónico del ancho y de la altura de cada una de las ventanas y su ubicación en el caso que sean interiores o exteriores.

Tabla 3.13 Áreas y orientaciones de ventanas, almacén de materia prima.

	ANCHO(m)	ALTO(m)	AREA(m2)	UBICACIÓN
VENTANA	2	1,4	2.8	INTERIOR

Fuente: Elaboración propia

3.4.9 Factor de ganancia máxima de calor solar- FGCS (BTU/h- ft²)

Los valores de FGCS se consideraron de Tabla N 3.13 se presenta a continuación los valores según la orientación del local hacia el norte (32°N), el mes en que las condiciones ambientales son críticas (Febrero/Octubre).

Tabla 3.14 Radiación solar a través de vidrio FCE

32 Grados										
	N (Sombra)	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/W	ESE/ WSW	SE/S W	SEE/ SSW	S	HOR
En.	24	24	29	105	175	229	249	250	246	176
Feb.	27	27	65	149	205	242	248	232	221	217
Mar.	32	37	107	183	227	237	227	195	176	252
Abr.	36	80	146	200	227	219	187	141	115	271
May.	38	111	170	208	220	199	155	99	74	277
Jun.	44	122	176	208	214	189	139	83	60	276
Jul.	40	111	167	204	215	194	150	96	72	273
Agost.	37	79	141	195	219	210	181	136	111	265
Sept.	33	35	103	173	215	227	218	189	171	244
Oct.	28	28	63	143	195	234	239	225	215	213
Nov.	24	24	29	103	173	225	245	246	243	175
Dic.	22	22	22	84	162	218	246	252	252	158

48 Grados										
	N (Sombra)	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/W	ESE/ WSW	SE/ SW	SEE/ SSW	S	HOR
En.	15	15	15	53	118	175	216	239	245	85
Feb.	20	20	36	103	168	216	242	249	250	138
Mar.	26	26	80	154	204	234	239	232	228	168
Abr.	31	61	132	180	219	225	215	194	186	226
May.	35	97	158	200	218	214	192	163	150	247
Jun.	46	110	165	204	215	206	180	148	134	252
Jul.	37	56	156	196	214	209	187	158	146	244
Agost.	33	61	128	174	211	216	208	188	180	223
Sept.	27	27	72	144	191	223	228	223	220	182
Oct.	21	21	35	96	161	207	233	241	242	136
Nov.	15	15	15	52	115	172	212	234	240	85
Dic.	13	13	13	36	91	156	195	225	233	65

40 Grados										
	N (Sombra)	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/W	ESE/ WSW	SE/S W	SEE/ SSW	S	HOR
En.	20	20	20	74	154	205	241	252	254	133
Feb.	24	24	50	129	186	234	246	244	241	180
Mar.	29	29	93	169	218	238	236	216	206	223
Abr.	34	71	140	190	224	223	203	170	154	252
May.	37	102	165	202	220	208	175	133	113	265
Jun.	48	113	172	205	216	199	161	116	95	267
Jul.	38	102	163	198	216	203	170	129	109	262
Agost.	35	71	135	185	216	214	196	165	149	247
Sept.	30	30	87	160	203	227	226	209	200	215
Oct.	25	25	49	123	180	225	238	236	234	177
Nov.	20	20	20	73	151	201	237	248	250	132
Dic.	18	18	18	60	135	188	232	249	253	113

56 Grados										
	N (Sombra)	NNE/ NNW	NE/ NW	ENE/ WNW	E/W	ESE/ WSW	SE/ SW	SEE/ SSW	S	HOR
En.	10	10	10	21	74	126	169	194	205	40
Feb.	16	16	21	71	139	184	223	239	244	91
Mar.	22	22	65	136	185	224	238	241	241	149
Abr.	28	58	123	173	211	223	223	213	210	195
May.	36	99	149	195	215	218	206	187	181	222
Jun.	53	111	160	199	213	213	196	174	168	231
Jul.	37	98	147	192	211	214	201	183	177	221
Agost.	30	56	119	165	203	216	215	206	203	199
Sept.	23	23	58	126	171	211	227	230	231	144
Oct.	16	16	20	68	132	176	213	229	234	91
Nov.	10	10	10	21	72	122	165	190	200	40
Dic.	7	7	7	7	47	92	135	159	171	23

Fuente: Tesis: Diseño de un sistema de climatización para la clínica hospital esperanza de la ciudad de Machala, Néstor Antonio Enderica Armijos – Cuenca Ecuador

Tabla 3.15 Valores de FGCS para vidrios según tabla 3.15

	ORIENTACIÓN			
MES	NE	NW	SE	SW
FEBRERO	65	65	248	248

Fuente: Elaboración propia

3.4.10 Coeficiente de sombreado – CS

Los valores de CS se consideraron según la siguiente tabla, se presenta a continuación los valores considerando si tienen o no sombreado.

Tabla 3.16 Coeficiente de Sombreado para vidrios

	Tipo de vidrio	Espesor nominal de cada vidrio claro	Transmisión solar	Sin sombreado interior he = 4.0	Tipo de sombreado interior				
					Persianas venecianas	Persianas enrollables			Translucido
						Opaca	Opac./Tra	Claro	
					Medio	Claro	Oscuro	Claro	Claro
VIDRIO SENCILLO	Sencillo								
	Claro	3/32 a 1/4	0.87 - 0.80	1					
	Claro	1/4 a 1/2	0.80 - 0.71	0.94					
	Claro	3/8	0.72	0.9	0.64	0.55	0.59	0.25	0.39
	Claro	1/2	0.67	0.87					
	Claro con figuras	1/8 a 9/32	0.87- 0.79	0.83					
	Absorbente de calor, con figuras	1/8							
	Absorbente de calor	3/16 a 1/4	0.46	0.69					
	Absorbente de calor, con figuras	3/16 a 1/4		0.69	0.57	0.53	0.45	0.3	0.36
	Coloreado	1/8 a 7/32	0.59-0.45	0.69					
	Absorbente de calor, o con figuras		0.44 - 0.30	0.6	0.54	0.52	0.4	0.28	0.32
	Absorbente de calor	3/8	0.34	0.6					
	Absorbente de calor, o con figuras	1/2	0.40-0.30	0.53	0.42	0.4	0.36	0.28	0.31
	Vidrio recubierto		0.24						
	Reflector			0.3	0.25	0.23			
				0.4	0.33	0.29			
				0.5	0.42	0.38			
				0.6	0.5	0.44			
VIDRIO AISLANTE	Doble								
	Claro afuera	3/32, 1/8	0.71	0.88	0.57	0.51	0.6	0.25	0.37
	Claro adentro								
	Claro afuera	1/4	0.61	0.81					
	Claro adentro								
	Absorbente de calor afuera	1/4	0.36	0.55					
	Claro adentro								
	Vidrio recubierto			0.2	0.19	0.18			
	Reflector			0.3	0.27	0.26			
				0.4	0.34	0.33			
	Triple								
	Claro	0.25		0.71					
	Claro	0.25		0.8					

Reproducido con permiso del 1985 Fundamentals, ASHRAE Handbook & Product Directory

Fuente: Tesis: Diseño de un sistema de climatización para la clínica hospital esperanza de la ciudad de Machala, Néstor Antonio Enderica Armijos – Cuenca Ecuador

Tabla 3.17 Valores de CS.

TIPO	VALOR
Vidrio sencillo ¼ in (sin sombreado)	0,94
Vidrio sencillo ¼ in (persianas enrollables) ventana interior	0,39

Fuente: Elaboración propia

3.4.11 Factor de carga de enfriamiento para vidrio sin sombreado interior - FCE

Los valores de FCE se consideraron de la Tabla Siguiente, se presenta a continuación los valores considerando la hora solar máxima (15 horas)

Tabla 3.18 Factores de carga de enfriamiento para vidrio

L= construcción ligera, M=construcción media y H = Construcción Pesada

Latitud norte ventana viendo hacia el	Construcción del resinto	Hora solar,h																							
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
N	L	0.17	0.14	0.11	0.09	0.08	0.33	0.42	0.48	0.56	0.63	0.71	0.76	0.80	0.82	0.82	0.79	0.80	0.84	0.61	0.48	0.38	0.31	0.25	0.20
	M	0.23	0.20	0.18	0.16	0.14	0.34	0.41	0.46	0.52	0.59	0.65	0.70	0.73	0.75	0.76	0.74	0.75	0.79	0.61	0.50	0.42	0.36	0.31	0.27
	H	0.25	0.23	0.21	0.20	0.19	0.38	0.45	0.50	0.55	0.60	0.65	0.69	0.72	0.73	0.72	0.70	0.70	0.74	0.53	0.46	0.39	0.34	0.31	0.28
NE	L	0.04	0.04	0.03	0.02	0.02	0.23	0.41	0.51	0.51	0.45	0.39	0.36	0.33	0.31	0.28	0.26	0.23	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05
	M	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.21	0.36	0.44	0.45	0.40	0.36	0.33	0.31	0.30	0.28	0.26	0.23	0.21	0.17	0.15	0.13	0.11	0.09	0.08
	H	0.09	0.08	0.08	0.07	0.07	0.23	0.37	0.44	0.44	0.39	0.34	0.31	0.29	0.27	0.26	0.24	0.22	0.20	0.16	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10
E	L	0.04	0.04	0.03	0.02	0.02	0.19	0.35	0.51	0.57	0.57	0.51	0.42	0.36	0.32	0.29	0.25	0.22	0.19	0.14	0.12	0.09	0.08	0.06	0.05
	M	0.07	0.06	0.06	0.05	0.04	0.18	0.33	0.44	0.50	0.51	0.45	0.39	0.35	0.32	0.29	0.26	0.23	0.21	0.17	0.15	0.13	0.11	0.10	0.08
	H	0.09	0.09	0.08	0.08	0.07	0.21	0.34	0.45	0.50	0.49	0.43	0.36	0.32	0.29	0.26	0.24	0.22	0.19	0.17	0.15	0.13	0.12	0.11	0.10
SE	L	0.05	0.04	0.04	0.03	0.02	0.13	0.28	0.43	0.55	0.62	0.63	0.57	0.48	0.42	0.37	0.33	0.28	0.24	0.19	0.15	0.12	0.10	0.08	0.07
	M	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.14	0.26	0.38	0.48	0.54	0.55	0.51	0.45	0.40	0.36	0.33	0.29	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14	0.12	0.10
	H	0.11	0.10	0.10	0.09	0.08	0.17	0.28	0.40	0.49	0.53	0.53	0.48	0.41	0.36	0.33	0.30	0.27	0.24	0.20	0.18	0.16	0.14	0.13	0.12
S	L	0.08	0.07	0.05	0.04	0.04	0.06	0.09	0.14	0.22	0.34	0.48	0.59	0.65	0.65	0.59	0.50	0.43	0.36	0.28	0.22	0.18	0.15	0.12	0.10
	M	0.12	0.11	0.09	0.08	0.07	0.08	0.11	0.14	0.21	0.31	0.42	0.52	0.57	0.58	0.53	0.47	0.41	0.36	0.29	0.25	0.21	0.18	0.16	0.14
	H	0.13	0.12	0.12	0.11	0.10	0.12	0.14	0.17	0.24	0.33	0.43	0.51	0.56	0.55	0.50	0.43	0.38	0.32	0.26	0.22	0.20	0.18	0.16	0.15
SW	L	0.12	0.10	0.08	0.06	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.24	0.36	0.49	0.60	0.66	0.66	0.58	0.43	0.33	0.27	0.22	0.18	0.14
	M	0.15	0.13	0.12	0.10	0.09	0.09	0.10	0.12	0.13	0.15	0.17	0.23	0.33	0.44	0.53	0.58	0.59	0.53	0.41	0.33	0.28	0.24	0.21	0.18
	H	0.15	0.14	0.13	0.12	0.11	0.12	0.13	0.14	0.16	0.17	0.19	0.25	0.34	0.44	0.52	0.56	0.56	0.49	0.37	0.30	0.25	0.21	0.19	0.17
W	L	0.12	0.10	0.08	0.07	0.05	0.06	0.07	0.08	0.10	0.11	0.13	0.14	0.20	0.32	0.45	0.57	0.64	0.61	0.44	0.34	0.27	0.22	0.18	0.14
	M	0.15	0.13	0.11	0.10	0.09	0.09	0.09	0.10	0.11	0.12	0.13	0.14	0.19	0.29	0.40	0.50	0.56	0.55	0.41	0.33	0.27	0.23	0.20	0.17
	H	0.14	0.13	0.12	0.11	0.10	0.11	0.12	0.13	0.13	0.14	0.15	0.16	0.21	0.30	0.40	0.49	0.54	0.52	0.38	0.30	0.24	0.21	0.18	0.16
NW	L	0.11	0.09	0.08	0.06	0.05	0.06	0.08	0.10	0.12	0.14	0.16	0.17	0.19	0.23	0.33	0.47	0.59	0.60	0.43	0.33	0.26	0.21	0.17	0.14
	M	0.14	0.12	0.11	0.09	0.08	0.09	0.10	0.11	0.13	0.14	0.16	0.17	0.18	0.21	0.30	0.42	0.51	0.53	0.39	0.32	0.26	0.22	0.19	0.16
	H	0.14	0.12	0.11	0.11	0.10	0.11	0.12	0.13	0.15	0.16	0.18	0.19	0.19	0.22	0.30	0.41	0.50	0.51	0.36	0.29	0.23	0.20	0.17	0.15
HORA	L	0.11	0.09	0.07	0.06	0.05	0.07	0.14	0.24	0.36	0.48	0.58	0.66	0.72	0.74	0.73	0.67	0.59	0.47	0.37	0.30	0.24	0.19	0.16	0.13
	M	0.16	0.14	0.12	0.11	0.09	0.11	0.16	0.24	0.33	0.43	0.52	0.59	0.64	0.67	0.66	0.62	0.55	0.47	0.38	0.32	0.28	0.24	0.21	0.18
	H	0.17	0.16	0.15	0.14	0.13	0.15	0.20	0.27	0.36	0.45	0.52	0.59	0.62	0.64	0.62	0.58	0.51	0.42	0.35	0.29	0.26	0.23	0.21	0.19

Fuente: Tesis: Diseño de un sistema de climatización para la clínica hospital esperanza de la ciudad de Machala, Néstor Antonio Enderica Armijos – Cuenca Ecuador

Tabla 3.19 Valores de FCE.

ORIENTACION	VALOR
NE	0,22
NW	0,50
SE	0,27
SW	0,56

Fuente: Elaboración propia

3.4.12 Cálculo de la ganancia de calor por radiación a través de vidrios

Según lo determinado en secciones anteriores se considerará el ALMACEN DE MATERIA PRIMA como ejemplo, de la misma forma se estableció el mismo proceso para el resto de los recintos.

Por lo tanto:

La ventana 1 Están orientada al S-E; mencionado lo anterior tenemos:

FGCS = 248

CS = 0,39 – PERSIANAS ENROLLABLES VENTANA INTERIOR)

FCE = 0,33

Si realizamos la siguiente operación obtendremos los resultados de ganancia de calor por radiación a través de vidrios del recinto (ALMACEN DE MATERIA PRIMA) según lo muestra la siguiente tabla.

$$Q = FGCS \times A \times CS \times FCE$$

$$Q = 248 \times 30.14 \times 0.33 \times 0.39 = 962$$

Tabla 3.20 Resultados de ganancia de calor por radiación

FGCS	ÁREA(FT^2)	CS	FCE	Q(BTU/H)
248	30,14	0,39	0,27	962

Fuente: Elaboración propia

3.4.13 Análisis de ganancia de calor alumbrado

Las ganancias de calor por alumbrado calculado según el capítulo 1:

Donde:

$$Q = 3.4 \times W \times FB \times FCE$$

Q = Ganancia neta de calor debida al alumbrado, BTU/h

W= capacidad del alumbrado, Watts

FB= Factor de Balastra

FCE= Factor de carga de enfriamiento para el alumbrado.

3.4.14 Capacidad del alumbrado – W (WATTS)

Las lámparas fluorescentes utilizadas en el laboratorio son de **40W** cada una.

3.4.15 Factor de balastra

El factor de balastra está relacionado directamente con el tipo de fluorescente es decir en nuestro caso **FB=1,25**.

3.4.16 Factor de carga de enfriamiento para el alumbrado

Este factor hace referencia al almacenamiento de parte de la ganancia de calor por alumbrado, el cual depende de cuánto tiempo está encendido el alumbrado y trabaja el sistema de enfriamiento, en nuestro caso el sistema de enfriamiento trabaja durante las horas de producción por lo que se recomienda **FCE = 1**.

3.4.17 Cálculo de la ganancia de calor por alumbrado

Según lo indicado en secciones anteriores se considerará el almacén de materia prima como ejemplo, se usará el mismo procedimiento para otros áreas de confort.

Por lo tanto:

En el Almacén de Materia Prima Tenemos 8 lámparas fluorescentes de 40 w por lo que tenemos:

Cantidad = 12

Potencia en watts= 40W

FB= 1,25 – lámparas fluorescentes

FCE = 1 el sistema trabaja solo durante el proceso de producción.

Si realizamos la siguiente operación obtendremos los resultados de ganancia de calor por alumbrado (ALMACEN DE MATERIA PRIMA) los resultados se dan en la siguiente tabla.

$$Q=3.4 \times W \times FB \times FCE = 3.4 \times 40 \times 12 \times 1.25 \times 1 = 2040 \text{ Btu/hr}$$

Tabla 3.21 Resultados de la ganancia de calor por iluminación.

CANTIDAD	WATTS	FB	FCE	Q(BTU/H)
12	40	1,25	1	2,040.00

Fuente: Elaboración propia

3.4.18 Análisis de ganancia de calor infiltraciones a través de ventanas y puertas orientadas al exterior.

El cálculo de las ganancias de calor por infiltraciones a través de las ventanas y puertas que se ubican hacia el exterior se indicado en el capítulo 1, considerando el método de las fisuras.

$$Q_s = 1.1 \times CFM \times CT$$

$$Q_l = 0.68 \times CFM \times (W_e - W_i)$$

Donde

Q_s, Q_l = cargas de calor sensible y latente debido al aire de ventilación, BTU/h

CFM = Flujo de aire de ventilación ft^3/min

CT = Cambio de temperatura entre el aire exterior e interior °F

W_e, W_i = Relación de humedad exterior e interior, g de agua/lb de aire seco.

3.4.19 Flujo de ventilación - CFM (ft³/min)

El caudal en CFM para esta sección se calculó a través del método de fisuras que pretende calcular una tasa de infiltración por pie de fisura.

Es por eso que recordando lo mencionado en el capítulo 1 para tasas de infiltración máximas permisibles se tiene:

Tabla 3.22 Tasas de ventilación para ventilación de puertas y ventanas al exterior

COMPONENTE	TASA DE
VENTANAS	0,75 CFM/FT DE FISURA
PUERTAS	1 CFM/FT DE FISURA

Fuente: Elaboración propia

3.4.20 Cambio de temperaturas y relaciones de humedad entre el aire exterior e interior - CT (°F) – W (g agua/lb a.s)

El cambio de temperaturas y el cambio de las relaciones de humedad son determinado mediante las condiciones de confort y las condiciones extremas mencionadas por el SENAMHI.

Con la Ayuda de la carta psicrométrica obtenemos algunas condiciones importantes del aire exterior y aire de diseño interior que mostramos en la tabla 3,23

3.4.21 Condiciones de aire exterior máximo promedio (SENAMHI)

Tabla 3.23 Condiciones de aire exterior

TB SECO (°F - °C)	TB HUMEDO (°F - °C)	HUMED AD (%)	RELACION DE HUMEDAD – W (g	ENTALPÍA CONSTANTE –
86,25 – 30,25	82,8 – 27,98	88,8	168	47

Fuente: Elaboración propia

3.4.22 Condiciones de aire interior (DISEÑO)

Tabla 3.24 Condiciones de aire interior

TB SECO (°F - °C)	TB HUMEDO (°F - °C)	HUMED AD (%)	RELACION DE HUMEDAD – W (g agua/lb a.s)	ENTALPÍA CONSTANTE h (BTU/lb a.s)
73.4 - 23	61 - 16	65	80	21

Fuente: Elaboración propia

3.4.23 Calculo de las ganancias sensibles y latentes por infiltraciones

Según lo determinado en secciones anteriores se considerará el Almacén de Materia Prima como ejemplo, de la misma forma se estableció el mismo proceso para otras áreas del laboratorio.

Realizando algunas operaciones obtendremos los resultados de ganancia de calor tanto sensible como latente por infiltraciones (Almacén de Materia Prima) según se muestra en las siguientes tablas.

3.4.24 Ganancia de calor sensible

$$Q_s = 1.1 \times CFM \times \Delta T$$

$$Q_s = 1.1 \times (0.75 \times \text{Perimetro}) \times (86.25 - 73.4)$$

Tabla 3.25 Resultados de la ganancia de calor sensible por infiltraciones

De puertas y ventanas.

COEFICIENTE	PERIMETRO(FT)	CFM/FT	DT	Q(BTU/H)
1,1	17,22	0,75	12,85	182,60

Fuente: Elaboración propia

3.4.25 Ganancia de calor latente

$$Q_l = 0.68 \times CFM \times (W_e - W_i)$$

$$Q_l = 0.68 \times (0.75 \times \text{Perimetro}) \times (162.4 - 68.6)$$

Tabla 3.26 Resultados de la ganancia de calor latente por infiltraciones

De puertas y ventanas.

COEFICIENTE	PERIMETRO(FT)	CFM/FT	Wi-We	Q(BTU/H)
0,68	17,22	0,75	88	773

Fuente: Elaboración propia

3.4.26 Análisis de ganancia de calor por las personas

Las ganancias de calor cedido por las personas se dan según la actividad que se realice dentro del ambiente Climatizado, se calcula según la ecuación mencionado en capítulo 1 para ganancia calor sensible y latente.

$$Q_s = Q_s \times N \times FCE, \quad Q_l = Q_l \times N$$

Donde

Q_s = Ganancias de calor sensible y

Q_l = Ganancia de calor latente

N = número de personas

FCE= factor de carga de enfriamiento para las personas.

3.4.27 ganancia de calor sensible y latente por persona – Q_s – Q_l

Las ganancias de calor sensible y latente por persona se definen en la tabla 3.27; para nuestro caso específico se determinaron por la actividad del Laboratorio.

Tabla 3.27 Tasas de ganancia de calor debida a los ocupantes del recinto acondicionado

Actividad	Aplicaciones típicas	Calor total por adulto masculino			Calor total ajustado			Calor sensible			Calor latente		
		Watts	Btu/h	kcal/h	Watts	Btu/h	kcal/h	Watts	Btu/h	kcal/h	Watts	Btu/h	kcal/h
Sentado en reposo	Teatro, cine	115	400	100	100	350	90	60	210	55	40	140	30
Sentado trabajo muy ligero.													
escritura	Oficinas, hoteles, apartamentos	140	480	120	120	420	105	65	230	55	55	190	50
Sentado, comiendo	Restaurante	150	520	130	170	580	145	75	255	60	95	325	80
Sentado, trabajo ligero.	Oficinas, hoteles, apartamentos												
mecanografía		185	640	160	150	510	130	75	255	60	95	325	65
Parado, trabajo ligero o camina	Tiendas minoristas, bancos												
despacio		235	800	200	185	640	160	90	315	80	95	325	80
Trabajo ligero de banco	Fabricas	255	880	220	230	780	195	100	345	90	130	435	110
Caminando 3mph trabajo libre													
Trabajo con máquinas pesadas	Fabricas	305	1040	260	305	1040	260	100	345	90	205	695	170
Boliche		350	1200	300	280	960	240	100	345	90	180	615	150
Baile moderado	Salon de baile	400	1360	340	375	1280	320	120	405	100	255	875	220
Trabajo pesado, trabajo con													
máquinas pesadas, levantar pesas fabricas		470	1600	400	470	1600	400	165	565	140	300	1035	260
Trabajo pesado, ejercicios atleticos	Gimnasios	585	2000	500	525	1800	450	185	635	160	340	1165	290

*Nota: Los valores de la tabla se basan en una temperatura de bulbo seco de 78°F. Para 80°F BS, el calor total queda igual, pero el valor del calor sensible se debe disminuir en aproximadamente 8% y los valores de calor latente se deben aumentar proporcionalmente. *La ganancia total ajustada de calor se basa en el porcentaje normal de hombres, mujeres y niños en la aplicación que se menciona, bajo la hipótesis de que la ganancia por mujer adulta representa un 85% de la del hombre adulto, y la de un niño el 75%. *Calor total ajustado para comer en un restaurant que incluye 60 Btu/h de alimento por individuo (30 BTU sensibles y 30 BTU latentes). *Para el boliche, se considera una persona por pista tirando y las demás sentadas (400 Btu/h) o paradas y caminando lentamente (970 Btu/h). Reproducido con permiso del 1985 Fundamentals, ASHRAE Handbook & Product Directory.

Fuente: Tesis: Diseño de un sistema de climatización para la clínica hospital esperanza de la ciudad de Machala, Néstor Antonio Enderica Armijos – Cuenca Ecuador

Tabla 3.28 Valores de ganancia de calor sensible y latente por persona

ACTIVIDAD	APLICACIÓN	CALOR SENSIBLE qs (BTU/H)	CALOR LATENTE Ql
Trabajo pesado, levantar pesos	Fabricas	565	1035

Fuente: Elaboración propia

3.4.28 Factor de carga de enfriamiento para las personas – FCE

El factor de carga de enfriamiento para las personas se define en el anexo ...; para nuestro caso se consideraron que las personas trabajan las 8 horas laborables y que regresan al almacén cada 12 horas por eso el valor de **FCE = 0,21**.

3.4.29 Cálculo de la ganancia de calor sensible y latente por personas

Según lo determinado en secciones anteriores se considerará el Almacén de Materia Prima como ejemplo, de la misma forma se estableció el mismo proceso para el resto de los recintos.

Si realizamos las siguientes operaciones obtendremos los resultados de ganancia de calor tanto sensible como latente por infiltraciones (Almacén de Materia Prima) según lo muestran las siguientes tablas.

3.4.30 Ganancia de calor sensible

$$Q_s = Q_s \times N \times FCE$$

$$Q_s = 565 \times 6 \times 0.21 = 712$$

Tabla 3.29 Resultados de ganancia de calor sensible por personas

LOCALIZACIÓN (Primer piso)	CALOR SENSIBLE	N.º DE PERSONAS	FCE	Q(BTU/H)
Almacén de Materia prima	565	6	0,21	712

Fuente: Elaboración propia

3.4.31 Ganancia de calor latente

$$Q_l = q_l \times N$$

$$Q_l = 1035 \times 6 = 6210$$

Tabla 3.30 Resultados de ganancia de calor latente por personas

LOCALIZACIÓN (Primer Piso)	CALOR LATENTE	Nº DE PERSONAS	Q(BTU/H)
Almacén de Materia Prima	1035	6	6210

Fuente: Elaboración propia

3.4.32 Análisis de ganancia de calor por equipos

La ganancia de calor por los equipos se determina directamente de los valores establecidos por el fabricante; para nuestro caso en la mayoría de los recintos existen muy pocos equipos, pero por tema de cálculo se los ha tomado en cuenta.

3.4.33 Calculo de la ganancia de calor por equipos

En el recinto que hemos tomado como referencia de cálculo (Almacén de Materia Prima), solamente consta con un ventilador que se puede omitir por la instalación de nuestro sistema.

Tabla 3.31 Valores de ganancia de calor por equipos

RECINTO	Equipos	Qs(w)	Q Total (KW)	TOTAL (KW)	TOTAL (BTU/H)
Almacén de Materia	Computadora	200	180	360	1227.6
	Impresora 1	150	135	135	460.35
					1688.00

Fuente: Elaboración propia

3.4.34 Análisis de ganancia de calor por ventilación

Las ganancias de calor por ventilación como se definió en el capítulo 1, se debe considerar para mantener el aire con oxígeno fresco evitar la concentración de CO₂, vapores y humores que emiten las personas y los propios olores de los productos almacenados.

Para lograr el objetivo se usará un inyector de aire con filtro de media eficiencia.

La ganancia de calor se calcula de la siguiente manera:

$$Q_s = 1.1 \times \text{CFM} \times \text{CT}$$

$$Q_l = 0.68 \times \text{CFM} \times (W_e - W_i)$$

Donde:

Q_s, Q_l = cargas de calor sensible y latente debido al aire de ventilación, BTU/h

CFM = Flujo de aire de ventilación ft^3/min

CT = Cambio de temperatura entre el aire exterior e interior $^{\circ}\text{F}$

W_e, W_i = Relación de humedad exterior e interior, g de agua/lb de aire seco.

3.4.35 Flujo de ventilación - CFM (ft^3/min)

El flujo de ventilación expresado en CFM se calcula por el método del cambio de aire, que implica un número de renovaciones mínimas definidas en la NORMA ASHRAE para condiciones de bienestar e higiene y el volumen del recinto.

$$\text{CFM} = \text{CA} \times \frac{V}{60}$$

Donde:

CFM = velocidad de infiltración de aire al recinto, CFM

CA = Número de cambios de aire por hora para el recinto

V = Volumen del recinto, ft^3

Para nuestro caso, el almacén de materia prima que consideramos como ejemplo se establece un número mínimo de 5 renovaciones de aire / hora

Tabla 3.32 Valores recomendados de las renovaciones por hora según norma ASHRAE.

RECINTO	RENOVACIONES / HORA	RECIRCULACION	PRESION
Almacén de Materia Prima	5	Si	-----

Fuente: Elaboración propia

3.4.36 Cálculo de los CFM en función de las renovaciones / hora

Según lo determinado en secciones anteriores se considerará el almacén de materia prima como ejemplo, de la misma forma se estableció el mismo proceso para el resto de Las áreas.

Si realizamos las siguientes operaciones obtendremos los resultados de ganancia de calor tanto sensible como latente por infiltraciones según la siguiente tabla.

$$\text{CFM} = \text{CA} \times \frac{V}{60}$$

$$\text{CFM} = 5 \times \frac{3037.06}{60} = 253 \text{ CFM}$$

Tabla 3.33 Cálculo de los CFM según las renovaciones por hora

Sala	RENOVACIONES POR HORA	VOLUMEN (ft ³)	CFM
Almacén de Materia Prima	5	3037,06	253,00

Fuente: Elaboración propia

3.4.37 Cambio de temperaturas y relaciones de humedad entre el aire exterior y el aire que recircula de los recintos - CT (°F) – W (g agua/lb a.s)

El proceso de mezclado de aire de recirculación definido para acondicionamiento de aire en el capítulo 2.

Para este caso se propone retorno de aire del área climatizada de 80% y un 20% de ingreso de aire fresco para ser mezclados en la unidad evaporadora del aire acondicionado.

3.4.38 Calculo de las condiciones del aire de recirculación.

Se va a calcular la temperatura de ingreso al equipo con la expresión de mezclado de aire mencionada en el capítulo 1, considerando la relación que se planteó.

3.4.39 Relación de aire exterior (20%) y aire de recirculación (80%)

Posterior a la sumatoria de capacidades se selecciona un equipo de 24,000 Btu/hr el cual trabaja con 800 CFM.

Tabla 3.34 Porcentajes de aire de recirculación y aire exterior.

EQUIPO 1	CFM TOTAL	20% AIRE EXTERIOR	80% AIRE RECIRC.
	800,00	160,00	640,00

Fuente: Elaboración propia

3.4.40 Temperatura de bulbo seco de aire mezclado

$$BS3 = \frac{(CFM1 \times BS1) + (CFM2 \times BS2)}{CFM3}$$

$$BS3 = \frac{(160 \times 86.25) + (640 \times 73.4)}{800}$$

$$BS3 = 75.97.^{\circ}F$$

Tabla 3.35 Resultados del cálculo de las condiciones de aire mezclado

CFM TOTAL	20% AIRE EXTERIOR	80% AIRE RECIRC.	TEMP. EXTERIOR (°F)	TEMP. RECIRC (°F)	T INGR EQUIPO (°F)	T INGR EQUIPO °C (°C)
800	160	640	86.25	73.4	75.97	24.4

Fuente: Elaboración propia

3.4.41 Relación de humedad del aire mezclado

$$W3 = \frac{(CFM1 \times W1) + (CFM2 \times W2)}{CFM3}$$

$$W3 = \frac{(160 \times 162.4) + (640 \times 68.6)}{800}$$

$$W3 = 87.36.^{\circ} F$$

Tabla 3.36 Resultados del cálculo de las condiciones de aire mezclado 2

CFM TOTAL	20% AIRE EXTERIOR	80% AIRE RECIRC.	W EXTERIOR	W RECIRC	W INGR. EQUIPO
800,00	160,00	640,00	168	80	97.60

Fuente: Elaboración propia

3.4.42 Calculo del cambio de temperatura con aire mezclado

Al sistema de aire acondicionado ingresara aire mezclado es decir un porcentaje de aire de recirculación de las Áreas climatizadas y otro porcentaje de aire exterior para mantener aire fresco.

Tabla 3.37 Resultado de las condiciones de Aire Mezclado

	TB SECO (Tb seco)	RELACION DE HUMEDAD (W)
AIRE MEZCLADO	75,97	87.36
AIRE DEL RECINTO	73.4	80

Fuente: Elaboración propia

3.4.43 Calculo de ganancia de calor sensible con aire mezclado

$$Q_s = 1.1 \times \text{CFM} \times \text{CT}$$

$$Q_s = 1.1 \times 160 (75.97 - 73.4)$$

$$Q_s = 452.32$$

Tabla 3.38 Resultados de la ganancia de calor por ventilación con aire mezclado

LOCALIZACIÓN (Primer Piso)	COEFICIENTE	CFM	DT	Qs(BTU/H)
ALMACEN DE MATERIA PRIMA	1,1	160,0	3,45	452

Fuente: Elaboración propia

3.4.44 Calculo de ganancia de calor latente con aire mezclado

$$Q_l = 0.68 \times \text{CFM} \times (W_e - W_i)$$

$$Q_l = 0.689 \times 160 \times (87.36 - 55)$$

$$Q_l = 3,520.76$$

Tabla 3.39 Resultados de la ganancia de calor por ventilación con aire mezclado

LOCALIZACIÓN (PLANTA BAJA)	COEFICIENTE	CFM	We- Wi	Ql (BTU/H)
Almacén de Materia Prima	0,68	160,00	17.6	1940.22

Fuente: Elaboración propia

Tabla 3.40 Resultados de la ganancia de calor total (Qt).

RECINTO O SALA	MUROS	RADIACION	LUCES	INFILTRACION	ELECTRICOS	PERSONAS	VENTILACION	Qs(TOTAL)	Qi(TOTAL)	Q(TOTAL)
Almacén de Materia Prima	qs	4155	962	2040	182.6	1688	712	452	10191.6	20746.6
	ql				824		6210	3521	10555	

Fuente: Elaboración propia

Tabla 3.41 Resultados de Capacidad de Equipos de Aire Acondicionado

AREA A CLIMATIZAR	Área T. m2	Altura m	Clasificación de la Sala	Temperatura Y Humedad	Renovación de aire por hora (N)	C. Filtro Final %	CAPACIDAD TERMICA (BTU/H) CALCULADA	CAPACIDAD TERMICA (BTU/H) SELECCIÓN
Almacén de materia prima	36	2.4	No Clasificado	Confort	5	45	20746.6	24000
Acondicionado	14.4	2.4	No Clasificado	Confort	15	45	8640	12000
Almacén de productos Terminado	45	2.4	No Clasificado	Confort	5	45	28900	36000

Fuente: Elaboración Propia

3.5 Calculo Térmico para 100% aire fresco con control de una buena calidad de Aire que garantice una sala limpia calidad ISO 7.

La NORMA ASHRAE, define parámetros especiales para zonas consideradas críticas como por ejemplo Salas Limpias que cuentan con un alto grado de aire fresco, presión positiva (prohíbe el ingreso de aire de los alrededores sin control previo) y que no es posible recircular el aire desde el interior, ya que se quiere garantizar una calidad del aire de cerca del 99,97% libre de contaminantes y bacterias; más adelante analizaremos de la misma manera con un ejemplo estos parámetros de ventilación. Para estos casos se calcula directamente con las condiciones de aire exterior y aire interior para calcular el cambio de temperaturas.

Tomaremos como referencia las condiciones de diseño de aire interior de la **Área de pesada**, para calcular las ganancias de calor sensible y latente con 100% de aire exterior como sugiere la NORMA ASHRAE.

Tabla 3.42 Condiciones de aire exterior (SENAMHI)

TB SECO (°F - °C)	TB HUMEDO (°F - °C)	HUMEDAD (%)	RELACION DE HUMEDAD – W (g agua/lb a.s)	ENTALPÍA CONSTANTE – h (BTU/lb a.s)
86,25 – 30.14	82.80 – 28.22	88.8	168	47

Fuente: Elaboración propia

Tabla 3.42 Condiciones de aire interior (diseño)

TB SECO (°F - °C)	TB HUMEDO (°F - °C)	HUMEDAD (%)	RELACION DE HUMEDAD - W (g agua/lb a.s)	ENTALPÍA C.- h (BTU/lb a.s)
73,4 -	61 - 16	55	68.6	21

Fuente: Elaboración propia

3.5.1 Calculo de ganancia de calor sensible de aire 100% exterior

Para hallar ganancia de calor de 100% de Aire Fresco es necesario Calcular Caudal de Aire por cada Área tomamos como ejemplo área de pesada.

$$CFM = Q = N \times v, v = ft^3$$

$$ft^3 = 35.3 \times m^3 = 35.3 \times 6.12 = 216 ft^3$$

$$CFM = \frac{60 \times 216 ft^3}{60 \text{ min}} = 216 ft^3 / \text{min}$$

Tabla 3.43 Resultados de Caudal De Aire del área de pesada que se está tomando como ejemplo de las otras áreas. 100% aire exterior

Área	Volum en m3	N Cambios/hr	Caudal Q m3/hr	Caudal Q CFM	Calidad de Aire %	Presión en la sala
Esclusa pesada	6.12	60	367.2	216	99.95	Positivo
Pre-Pesada	16.32	25	408	237	99.95	Positivo
Pesada	22.08	18	397	230	99.95	Negativ o
Post pesada	15.6	30	468	271	99.95	Positivo
				954 CFM		

Fuente: Elaboración propia

Donde V volumen total del ambiente ft^3 y n número de cambios de aire por minuto

$$Q_s = 1.1 \times CFM \times CT$$

$$Q_s = 1.1 \times 954 \times (86.25 - 73.4) = 13,485 \text{ Btu/hr}$$

Tabla 3.44 Resultados de la ganancia de calor Sensible con 100% aire exterior área Pesada y anexos.

COEFICIENTE	CFM	CT	Qs (BTU/H)
1,1	954	12,85	13485

Fuente: Elaboración propia

3.5.2 Calculo de ganancia de calor latente de aire 100% exterior Área de Pesada

Para hallar ganancia de calor Latente de 100% de Aire Fresco es necesario Calcular Caudal de Aire por cada Área tomamos como ejemplo área de pesada.

$$Q_l = 0.68 \times CFM \times (W_e - W_i)$$

$$Ql=0.689 \times 954 \times (168 - 70)=63,575 \text{ Btu/hr}$$

Tabla 3.45 Resultados de la ganancia de calor con 100% de aire exterior

COEFICIENTE	CFM	We-Wi	Ql (BTU/H)
0,68	954	93.8	60,850.00

Fuente: Elaboración propia

3.5.3 Cálculo de carga térmica total de la Área de Pesada

$$QT = Qs + Ql = 13442.39 + 63575 = 77060 \text{ BTU/H}$$

Tabla 3.46 Resultados del Caudal y Carga térmica de Áreas con 100% de aire exterior.

AREA A CLIMATIZAR	VOLUMEN M3	CAMBIOS /HR	CAUDAL M3/HR	CAUDAL INYECCION CFM y EXT.	PRESION EN LA SALA	CAPACIDAD TERMICA BTU/HR
Área de Pesada				954 - 670		74,335 – 72,000
Esclusa pesada	6.12	60	367.2	216 – 0	POSITIVO	16597
Prepesada	16.32	25	408	240 – 60	POSITIVO	18466
Pesada	22.08	18	397	234 – 550	NEGATIVO	17921
Post Pesada	15.6	30	468	275 – 60	POSITIVO	21116
Preparación de M.				934 - 680		71763 – 72,000
Esclusa de Materiales	7.44	60	446	263 – 0	POSITIVO	20181
Esclusa de Personal	5.21	60	313	184 – 0	POSITIVO	14181
Preparación (H-Autoclave).	55.2	15	828	487 – 680	NEGATIVO	37401
Preparación de l.				928 - 680		71218 – 72,000
Esclusa de materiales,	5.6	60	336	198 – 0	POSITIVO	15194
Esclusa de personal,	5.28	60	317	187 – 0	POSITIVO	14337
preparación de líquidos,	30.72	30	922	543 – 680	NEGATIVO	41687
Envasado de Líquidos				587 - 420		45037 – 48,000
Esclusa de materiales	6.58	60	395	232 – 0	POSITIVO	17843
Esclusa de personal,	5.1	60	306	180 – 0	POSITIVO	13792
Envasado de líquidos	19.8	15	297	175 – 420	NEGATIVO	13402
Fabricación Inyectables				635 - 420		48777 – 48,000
Esclusa de materiales	7.2	60	432	254 – 0	POSITIVO	19480
Esclusa de personal	6	60	360	212 – 0	POSITIVO	16285
Fabri.de Inyectables	19.2	15	288	169 – 420	NEGATIVO	13012
Envasado de Inyectables				726 - 680		55712 – 60,000
Esclusa 1	4.25	25	106	62 – 61	0	4753
Esclusa 2	3.96	25	99	58 – 57	0	4441
Esclusa 3	3.67	90	330	194 – 0	POSITIVO	14883
Env. inyectables	46.66	15	700	412 – 680	NEGATIVO	31635

Fuente: Elaboración propia

3.5.4 Proceso de selección de Equipos de Enfriamiento según factibilidad de uso

Tabla 3.46 tipo de equipos disponibles para selección

Clasificación General	Tipo de Equipos
Sistemas Unitarios y Autonomos	Ventana Split Pared Split Piso Techo Cassette Split Ducto Fancoil (Expansion Directa) Presición
Sistemas Centrales	Paquete o compacta Roof Top Chiller solo Frio y Frio- Calor VRV

Fuente: Elaboración propia

3.5.5 Selección de Equipos de enfriamiento

Para la selección del equipo se tomó en cuenta lo siguiente: Costo del sistema, costo de operación – mantenimiento, rendimiento durante producción y retorno de inversión, Condiciones Ambientales como Temperatura – Humedad, Limpieza de aire, movimiento del aire, Sonido, Eficiencia, Rendimiento, Facilidad de Automatización, Condiciones Arquitectónicas, facilidad de montaje con el resto de accesorios Disponibilidad del equipo.

3.6 Dimensionamiento de los ductos

Para esta sección se considerará el método de igual fricción debido a que el método de recuperación estática se lo recomienda para sistemas de altas velocidad. el método seleccionado se basa en función de la Tabla 3.46 que representa de forma esquemática los CFM que se van a suministrar a cada Área, las pérdidas en in de H₂O por 100 ft, las velocidades del aire las cuales son recomendadas en la Tabla 3.51 en la que se menciona velocidades recomendadas en ductos principales y ductos ramales.

Tabla 3.48 Datos referenciales para cálculos de ductos según ASHRAE

Área	CFM DE DISEÑO	VELOCIDAD MAXIMA RECOMENDADA (FT/MIN)
Pesada	954	1500 principal – 1000 Ductos Secundarios

Fuente: Elaboración propia

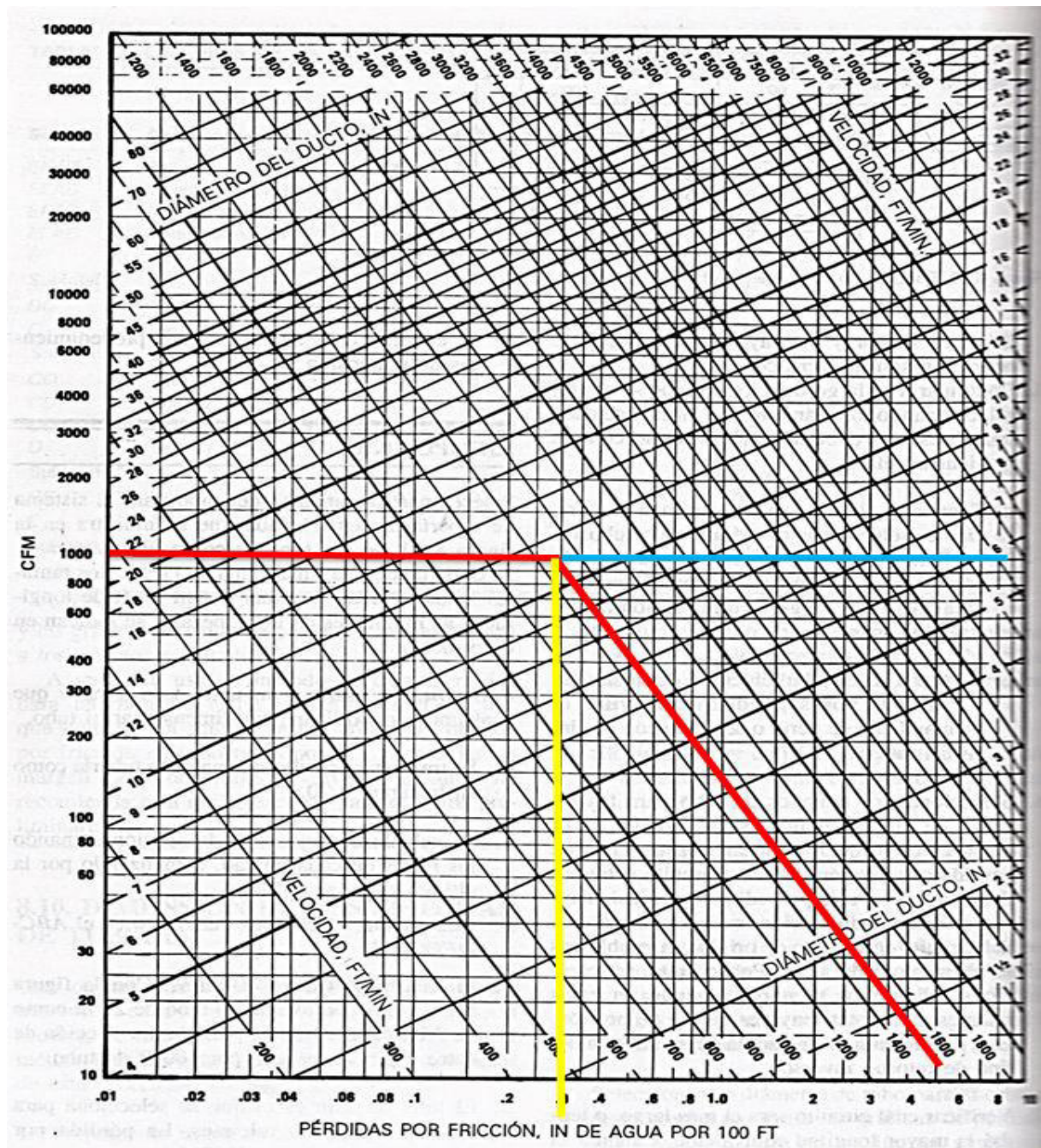


Figura 3.2 Nomograma para determinar las perdidas por fricción

Fuente: Tesis: Diseño de un sistema de climatización para la clínica hospital esperanza de la ciudad de Machala, Néstor Antonio Enderica Armijos – Cuenca Ecuador

En la figura 3.2 se ubica el caudal (954 cfm) y la velocidad recomienda 1500 ft/min intersecando ambas líneas obtenemos el diámetro del ducto y la pérdida por fricción. Por lo tanto, según las condiciones especificadas anteriormente se tiene una pérdida por fricción en ductos de alrededor de 0,3 in de H₂O por 100 FT.

Además, se obtiene el diámetro de un ducto circular como referencia de 11 in; éste a su vez se va a transformar a ducto rectangular.

En la figura 3.3 ubicamos el diámetro del ducto redondo equivalente. Luego trazamos una línea vertical y horizontal para ubicar las medidas del lado de los ductos. El cual es

de 8" x 13" cuya área total es de 103 in². Luego acomodamos el tamaño real del ducto que sería 10"x10". Así vamos dimensionando los ductos desde el equipo hasta el último ramal.

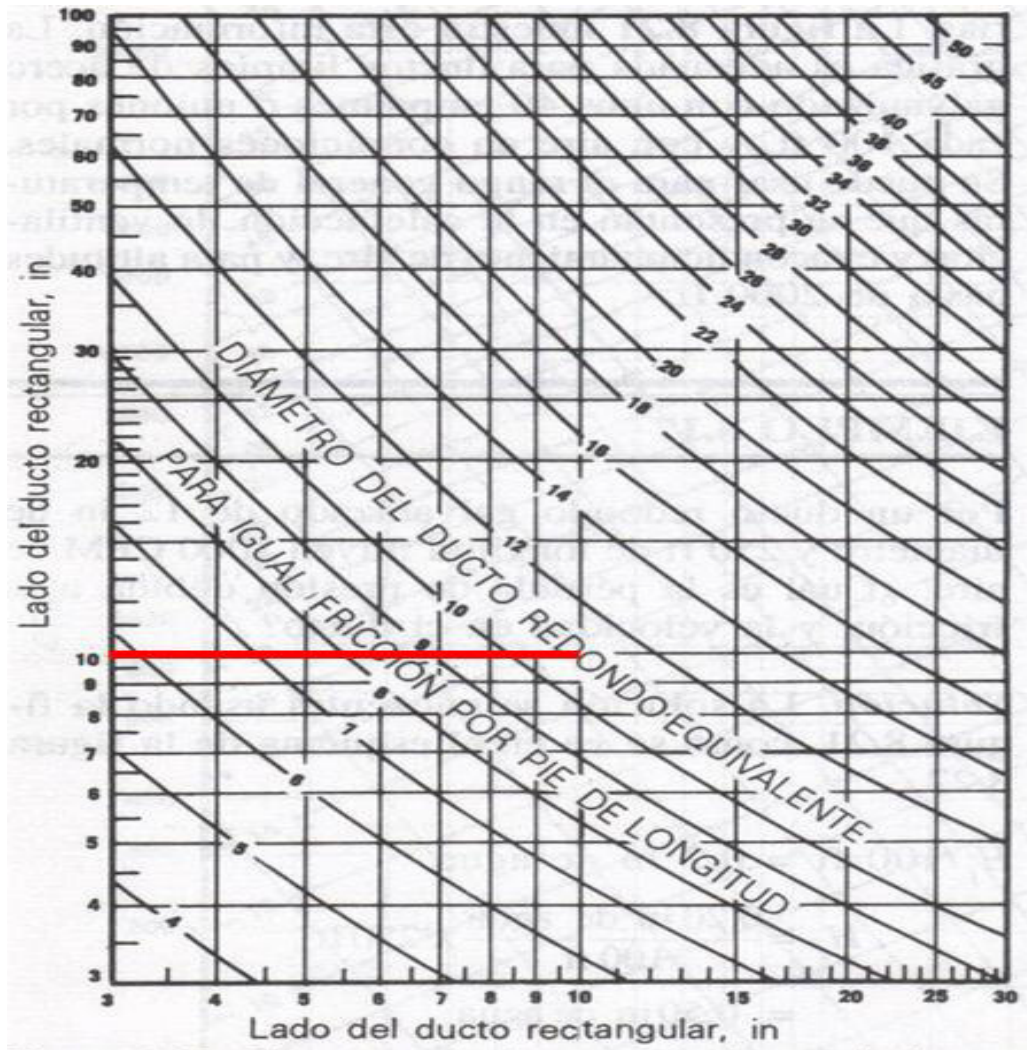


Figura 3.3 Diámetros de ductos redondos equivalentes

Fuente: Tesis: Diseño de un sistema de climatización para la clínica hospital esperanza de la ciudad de Machala, Néstor Antonio Enderica Armijos – Cuenca Ecuador

A continuación, se presenta una tabla en la que se puede obtener la pérdida por fricción de ductos rectangulares.

Para obtener la pérdida usaremos la formula

$$H_f = \frac{H_f}{100} \times L \quad H_f = \frac{H_f}{100} \times L, \text{ remplazando } \frac{0.3}{100} \times 6.168$$

$$H_f = \frac{0.3}{100} \times 6.168 = 0.018$$

Tabla 3.49 Resultados del cálculo del ducto y pérdida real en in de H2O

TIPO	SECCION	CFM	PERDIDAS POR FRICCION (IN/100 FT)	DIAMETRO (IN) IGUAL	V(FT/MIN)	TAMAÑO		AREA (IN^2)	LONGITUD (FT)	PERDIDA REAL
						LARGO (IN)	ALTO (IN)			
DUCTO	AB	1000	0,3	11	1500	10	10	100	6,168	0,018
SALIDA	B	300								
DUCTO	BC	700	0,3	10	1400	8	10	80	3,281	0,009
SALIDA	C	400								
DUCTO	CD	300	0,3	8	1100	6	10	60	3,281	0,009
SALIDA	D	300								

Fuente: Elaboración propia

3.7 Calculo de caída de presión en ductos y accesorios del sistema de climatización.

Tomaremos como referencia el área de pesada para realizar el cálculo de caída de presión en el ducto. Usando el método de igual Fricción el cual ayudara dimensionamiento de ductos según tabla 3.48 la perdida de fricción para el cálculo es de 0.3 in h2o por 100 ft y para los ductos secundarios 1000 ft/min perdida de fricción 0.1 in h2o.

La pérdida de presión en in de agua es:

$$H_f = \frac{H_f}{100} \times L \text{ (Ducto recto DR)}$$

$$H_f = \frac{0.3}{100} \times 4.92 = 0.0148 = 0.015 \text{ in h2o}$$

Tabla 3.50 Resultados de cálculos de caída de presión de ducto recto Como ejemplo ducto que abastece al área de pesada

Tramo de Ducto	CFM	Perdida de fricción In de agua /100ft	Longitud m - ft	Perdida en In de Agua $H_f = (H_f/100) * L$
A-B	954	0,3	1.5 – 4.92	0.015
B-C	954	0,3	15 – 49.21	0.015
C-D	954	0,3	1.2 – 3.94	0.012
D-E	275	0,1	2.5 – 8.20	0.008
D-F	690	0,1	2.4 – 7.87	0.008
F-G	234	0,1	3.10 – 10.17	0.010
F-H	456	0,1	2 – 6.56	0.006
H-I	240	0,1	4 – 13.12	0.017
H-J	216	0,1	3 – 9.84	0.013
			Pérdida Total	0.23 In de Agua

Fuente: Elaboración propia

3.8 Selección de filtros de aire y la caída de presión de cada filtro

Para la selección del prefiltro es necesario conocer el cuadal de aire que pasara por el filtro y el rendimiento medio del filtro.

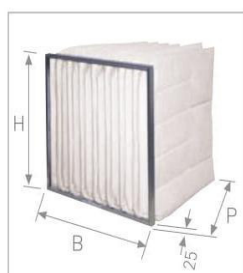
Referencia	Modelo	Dimensiones LxHxP	Rendi- miento Medio % (Am)	Eficacia Media % (Em)	Clase EN 779	Sup. Filtrante (m2)	Caudal Nominal (m3/h / Pa)	V. Unitario (m3)	Peso (Kg)	UxP *
QM121202G4	QMG4	287x287x48	90%		G4	0,17	755/40	0,004	0,34	40
QM122402G4	QMG4	287x592x48	90%		G4	0,34	1560/40	0,008	0,7	20
QM162002G4	QMG4	392x492x48	90%		G4	0,39	1900/40	0,009	0,97	20
QM162502G4	QMG4	392x625x48	90%		G4	0,5	2400/40	0,01	1	20
QM202002G4	QMG4	492x492x48	90%		G4	0,5	2400/40	0,01	1	20
QM202402G4	QMG4	492x592x48	90%		G4	0,6	2825/40	0,01	1,2	10
QM202502G4	QMG4	492x625x48	90%		G4	0,62	3030/40	0,01	1,25	10
QM242402G4	QMG4	592x592x48	90%		G4	0,70	3400/40	0,01	1,43	10
QM121204G4	QMG4	287x287x98	90%		G4	0,25	1170/45	0,01	0,55	20
QM122404G4	QMG4	287x592x98	90%		G4	0,51	2340/45	0,02	1,12	10
QM162004G4	QMG4	392x492x98	90%		G4	0,59	2850/45	0,02	1,56	10
QM162504G4	QMG4	392x625x98	90%		G4	0,74	3600/45	0,02	1,6	10
QM202004G4	QMG4	492x492x98	90%		G4	0,74	3600/45	0,02	1,6	10
QM202404G4	QMG4	492x592x98	90%		G4	0,9	4275/45	0,03	1,9	5
QM202504G4	QMG4	492x625x98	90%		G4	0,95	4550/45	0,03	2,02	5
QM242404G4	QMG4	592x592x98	90%		G4	1,05	5130/45	0,04	2,3	5

Figura 3.7 Tabla de selección de prefiltros de clase G4 según EN 779

Fuente: Catalogo de filtros de Baja eficiencia de la empresa fabricante de Filtros Marca Venfilter España.

CARACTERÍSTICAS TÉCNICAS

≥95% Clase según EN 799:2002; (F-9)

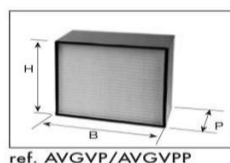


Referencia BB9 B x H	Prof. [mm] P	N.º bolsas X filtro	Eficacia media % (Em)	Clase EN 799:2002	Caudal nominal m³/h	Δ Pa inicial	Superficie filtrante m²
592x592							
BB924241508	360	8			3400	276	3,75
BB924242106	500	6			3400	260	3,97
BB924242108	500	8			3400	194	5,29
BB924242110	535	10	≥95%	F-9	3400/4250	190/240	6,61
BB924242506	600	6			3400	204	4,71
BB924242508	600	8			3400	163	6,28
BB924242510	635	10			3400/4250	142/180	7,85
492x592							
BB920242108	500	8			2800/3550	167/200	4,43
BB920242508	600	8	≥95%	F-9	2800/3550	140/170	5,25
287x592							
BB912241504	360	4			1700	276	1,88
BB912242104	500	4			1700	194	2,65
BB912242105	535	5	≥95%	F-9	1700/2100	190/240	3,30
BB912242504	600	4			1700	163	3,14
BB912242505	635	5			1700/2100	142/180	3,92
287x287							
BB912121504	360	4			850	276	1
BB912122104	500	4	≥95%	F-9	850	190	1,41
BB912122504	600	4			850	163	1,68

Figura 3.8 Tabla de selección de prefiltros de clase F-9 según EN 779

Fuente: Catalogo de filtros de media eficiencia Marca Venfilter España.

MARCO GALVANIZADO



Referencia AVGVPP/AVGVPP	Dimensiones (mm)			Eficacia (MPPS E%)	Clase EN 1822	Caudal (m3/h)	ΔP inicial Pa	Sup. Filtrante m²
	H	B	P					
AVGVPP121206H13	305	305	150	99,95%	H-13	325	250	2,8
AVGVPP122406H13	610	305	150			655		5,65
AVGVPP181806H13	457	457	150			740		6,36
AVGVPP182406H13	610	457	150			990		8,52
AVGVPP232306H13	595	595	150			1260		10,85
AVGVPP242406H13	610	610	150			1320		11,4
AVGVPP243006H13	610	762	150			1655		14,27
AVGVPP243606H13	610	915	150			1990		17,15
AVGVPP244806H13	610	1220	150			2675		23,08
AVGVPP080806H13	203	203	150	99,95%	H-13	175	250	1,5
AVGVPP121206H13	305	305	150			400		3,44
AVGVPP122406H13	610	305	150			805		6,93
AVGVPP181806H13	457	457	150			910		7,8
AVGVPP182406H13	610	457	150			1215		10,44
AVGVPP242406H13	610	610	150			1625		13,97
AVGVPP243006H13	610	762	150			2035		17,05
AVGVPP243606H13	610	915	150			2445		21
AVGVPP244806H13	610	1220	150			3265		28,05
AVGVPP121211H13	305	305	292	99,95%	H-13	445	250	4,12
AVGVPP122411H13	610	305	292			895		8,3
AVGVPP181811H13	457	457	292			1005		9,35
AVGVPP182411H13	610	457	292			1350		12,52
AVGVPP232311H13	595	595	292			1715		15,93
AVGVPP242411H13	610	610	292			1805		16,75
AVGVPP243011H13	610	762	292			2260		20,96
AVGVPP121211H13	305	305	292	99,95%	H-13	660	250	6,19
AVGVPP122411H13	610	305	292			1330		12,48
AVGVPP181811H13	457	457	292			1495		14,05
AVGVPP182411H13	610	457	292			2000		18,81
AVGVPP232311H13	595	595	292			2550		23,94
AVGVPP242411H13	610	610	292			2680		25,17
AVGVPP243011H13	610	762	292			3355		31,5

(Otras dimensiones consultar)

Límite de funcionamiento

- Temperatura máxima: 80°C servicio continuo.
- Humedad relativa: 100%
- Pérdida de carga final recomendada: 600 Pa.

Figura 3.9 Tabla de selección de prefiltros de clase H-13 según EN 779

Fuente: Catalogo de filtros de alta Eficiencia Marca Venfilter España.

Tabla 3.51 Cuadro de caída de presión ductos - filtros y accesorios de ductos y rejillas

AREA A CLIMATIZAR	CAUDAL CFM	AREA DUCTO FT²	VELOCIDAD EN DUCTO FTMIN	PERDIDA DUCTO RECTO IN	PERDIDA Codos REDUCCION	PERDIDA PRE- FILTRO 45%	PERDIDA FILTRO 60%	PERDIDA FILTRO 90- 95%	P. FILTRO 99.995 %	PERDIDA TOTAL
Área de Pesada	965	1.66	581	0.15	0.72 + 0.0495	0.15	0.25	0.5		1.82
Preparación de Materiales	934	1.77	528	0.19	0.4	0.15	0.25	0.5	1	2.49
Preparación de líquidos	928	1.66	559	0.16	0.48 + 0.039	0.15	0.25	0.5		1.58
Envasado de Líquidos	587	1.55	379	0.2	0.72 + 0.039	0.15	0.25	0.5		1.86
Fabricación Inyectables	635	1.36	467	0.19	0.4	0.15	0.25	0.5	1	2.49
Envasado de Inyectables	726	1.36	534	0.21	0.72	0.15	0.25	0.5	1	2.83
Corredor Principal Inyector y Exclusas	1054	2.75	383	0.3	0.56 + 0.0693	0.15	0.25	0.5		1.83
Inyector Acondicionado y Exclusa Principal de Ingreso de Materia Prima.	1150	2	575	0.18	0.32 + 0.0495	0.15	0.25	0.5		1.45

Fuente: Elaboración propia

Donde codos y reducciones = 0.08 in c.a cada uno.

Para rejillas y difusores = 0.0099 in c.a cada uno.

3.9 Calculo para selección de un ventilador Centrífugo (Inyector o Booster)

Como Ejemplo se calcula la selección del Ventilador (Booster) para el área de pesada

Datos:

$$H = 50 \text{ mm H}_2\text{O} = 2.09 \text{ in c.a de 1} \quad (\text{in c.a} = \text{a } 25 \text{ mm h}_2\text{o})$$

CFM= Q = 1.149 m³/4 (caudal total del área de pesada es el caudal de aire Fresco) pero para la selección del Booster es necesario trabajar con el caudal necesario que tiene que pasar por el intercambiador de calor y esto obtenemos de la siguiente relación que recomienda los fabricantes de los equipos.

$$12000 \frac{\text{btu}}{\text{hr}} = 400 \text{cfm}$$

$$72000 \frac{\text{btu}}{\text{hr}} = 2400 \text{cfm}$$

Por lo tanto

$$\text{Caudal } m^3 / \text{hr} = \frac{2000 \text{cfm}}{0.58} = 4138 \frac{m^3}{h} = \frac{m^3}{s} = \frac{4138 \frac{m^3}{hr}}{3600s} = 1.149 \frac{m^3}{s}$$

$$\text{CFM= Q} = 1.149 \text{ m}^3/\text{s}$$

Condiciones ambientales:

Presión y temperatura atmosférica del Lima durante el mes de Cálculo:

$$P_o = 97 \text{kpa}$$

$$T_o = 32 \text{ }^\circ\text{C}$$

3.10 Densidad del aire

Para nuestro calculo usaremos la densidad del aire recomendado

$$\rho = \text{densidad del aire} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$

$$\rho = 1.2 \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$

3.11 Altura (H) en metro por columna de aire

$$\rho_{\text{aire}} \times g \times H_{\text{aire}} = \rho_{\text{agua}} \times g \times H_{\text{H}_2\text{o}}$$

H_{aire} = Altura equivalente en metros de aire

H_{H₂O}

$$\rho_{\text{agua}} = \text{Densidad del agua} \left(1000 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right)$$

$$\rho_{\text{aire}} = \text{Densidad del aire} \left(1.2 \frac{\text{Kg}}{\text{m}^3} \right)$$

Reemplazando:

$$1.2 \times 9.81 \times H_{\text{aire}} = 1000 \times 9.81 \times 50 \times 10^{-3}$$

$$H_{\text{aire}} = 41.67 \text{ m.d. aire}$$

3.12 Calculo para seleccionar el inyector (Booster)

3.12.1 cálculo de Potencia del motor eléctrico

Para un rango establecido de Eficiencias en Ventiladores Centrífugos η :
60% – 75%, asumiremos un valor arbitrario.

$$\eta = 0.70$$

La potencia al eje de una maquina hidráulica se calcula de la siguiente manera:

$$P = \frac{\rho_{\text{aire}} \times g \times Q \times H_{\text{aire}}}{1000 \times \eta}$$

P = Potencia al eje kw

$$\rho_{\text{aire}} = \text{Densidad del aire} \left(1.2 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right)$$

$$Q = \text{Caudal} \left(1.149 \frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right)$$

H_{aire} = Altura equivalente en metros de aire (41.67 mda)

η = eficiencia total del ventilador (70%)

Reemplazando datos:

$$P = \frac{1.2 \times 9.81 \times 1.149 \times 41.67}{1000 \times 0.7}$$

$$P = 0.81 \text{ kw} \sim 1.09 \text{ HP} \quad 1 \text{ hp} = 746 \text{ watts}$$

$$1 \text{ hp} = 746 \text{ watts}, \quad \text{hp} = \frac{810 \text{ watts}}{746} = 1.09$$

3.12.2 Selección del motor eléctrico que accionara el ventilador

Según Tyler Hick se debe de considerar para el motor eléctrico una potencia mayor que la demandada por el ventilador. Por ello el motor seleccionado deberá tener una potencia cercana a 1.2 veces la potencia del ventilador:

$$P_{\text{motor electrico}} = 1.2 P$$

$$P_{\text{motor electrico}} = 1.2 \times 1.09 = 1.30 \text{ Kw}$$

Seleccionamos

$$P_{\text{motor electrico}} = 1.2 \times \frac{102}{76} = 1.62 \text{ HP}$$

$$P_{\text{motor eléctrico}} = 1.62 \text{ HP}$$

3.12.3 Selección del Número de Revoluciones (N)

Con la potencia calculada, nos vamos al catálogo de motores asíncronos, trifásicos con tipo de jaula de ardilla, fabricante: Weg que puede ser de dos polos como también de cuatro polos. Elegimos la de 4 polos.

Potencia		Carcasa	Velocidad (rpm)	Intensidad Nominal				Torque			Rendimiento $\eta\%$			Factor de Potencia $\cos \phi$			Factor de Servicio	Gd ² Del Rotor (Kgm ²)	Peso (Kg)
				220 V		380 V		Cn	Cp/Cn	Cmáx/Cn									
(HP)	(kW)	(IEC)		In (A)	Ia (A)	In (A)	Ia (A)	(Kgm)	(%)	(%)	50%	75%	100%	50%	75%	100%			
4 POLOS - 60 Hz																			
1/8	0,09	56a	1710	0,91	2,77	0,53	1,60	0,05	300	330	36,0	44,5	50,0	0,42	0,48	0,53	1,15	0,0007	3,3
1/6	0,12	56b	1680	1,07	3,12	0,62	1,80	0,07	285	235	39,0	47,0	52,0	0,44	0,52	0,58	1,15	0,0007	3,3
1/4	0,18	63a	1695	1,11	4,50	0,64	2,60	0,1	245	260	53,0	60,0	64,0	0,47	0,59	0,68	1,15	0,0014	4,8
1/3	0,25	63b	1680	1,44	6,24	0,83	3,60	0,15	300	285	53,0	61,0	65,0	0,47	0,59	0,69	1,15	0,0014	4,8
1/2	0,37	71a	1700	1,92	9,53	1,11	5,50	0,21	225	245	62,0	68,5	71,0	0,49	0,61	0,71	1,15	0,0041	9,6
3/4	0,55	71b	1680	2,88	13,9	1,66	8,00	0,32	265	265	68,0	71,5	72,0	0,50	0,62	0,70	1,15	0,0041	9,6
1	0,75	80a	1730	2,96	19,1	1,71	11,0	0,42	210	270	74,0	77,5	78,0	0,65	0,77	0,84	1,15	0,0087	14,0
1,5	1,1	80b	1700	4,33	30,1	2,50	17,4	0,63	210	240	75,0	78,5	79,0	0,66	0,78	0,85	1,15	0,0094	14,7
2	1,5	90S	1730	5,94	40,0	3,43	23,1	0,83	220	260	79,0	81,0	81,5	0,60	0,73	0,80	1,15	0,0180	19,8
3	2,2	90L	1720	8,43	65,0	4,87	37,5	1,3	290	310	81,0	82,5	83,0	0,64	0,75	0,83	1,15	0,0250	24,0
4	3	100La	1710	10,8	75,3	6,23	43,5	1,7	240	260	80,0	83,0	83,5	0,70	0,82	0,86	1,15	0,0240	29,0
5	3,7	100L	1730	13,7	106	7,93	61,1	2,1	290	330	83,5	85,0	85,0	0,67	0,79	0,83	1,15	0,0300	32,0
6	4,5	112Ma	1750	16,7	117	9,63	67,4	2,5	260	320	85,0	85,5	86,0	0,62	0,75	0,81	1,15	0,0650	41,0

Figura 3.4 tabla de selección de motor Eléctrico para el ventilador

Fuente: Catalogo General de la empresa fabricante de Motores WEG.

Seleccionamos un motor de 4 polos: en el presente cuadro no tenemos motor de 1.3 hp se pasa a 1.5 hp. Por lo tanto, seleccionamos la de 2 hp.

N: 1730RPM , TIPO DEL MOTOR: NV 90L

Potencia: 1.5 hp

Peso Aproximado: 19.8kg

Tipo de Acoplamiento: faja y polea

Frecuencia: 60 Hz

Tabla 3.52 Selección del Motor como Ejemplo de la Área de Pesada

				Rendimiento		
Peso	Potencia	Carcasa	RPM	50%	75%	100%
19.8 kg	2 HP	90L	1730	81.0	82.5	83.0

De donde obtenemos: $N = 1730 \text{ RPM del Motor}$

3.12.4 Selección del inyector según recomendación del fabricante.

- El ventilador seleccionado será alabes dobladas hacia adelante (tipo siroco).
- Una vez ubicado los datos más importantes usamos la tabla de selección del Fabricante.

CURVAS CARACTERÍSTICAS

- q_v = Caudal en m^3/h y m^3/s .
- p_{sf} = Presión estática en mmcd a y Pa.
- Aire seco normal a $20^\circ C$ y 760 mmHg.
- Ensayos realizados de acuerdo a Norma ISO 5801 y AMCA 210-99.

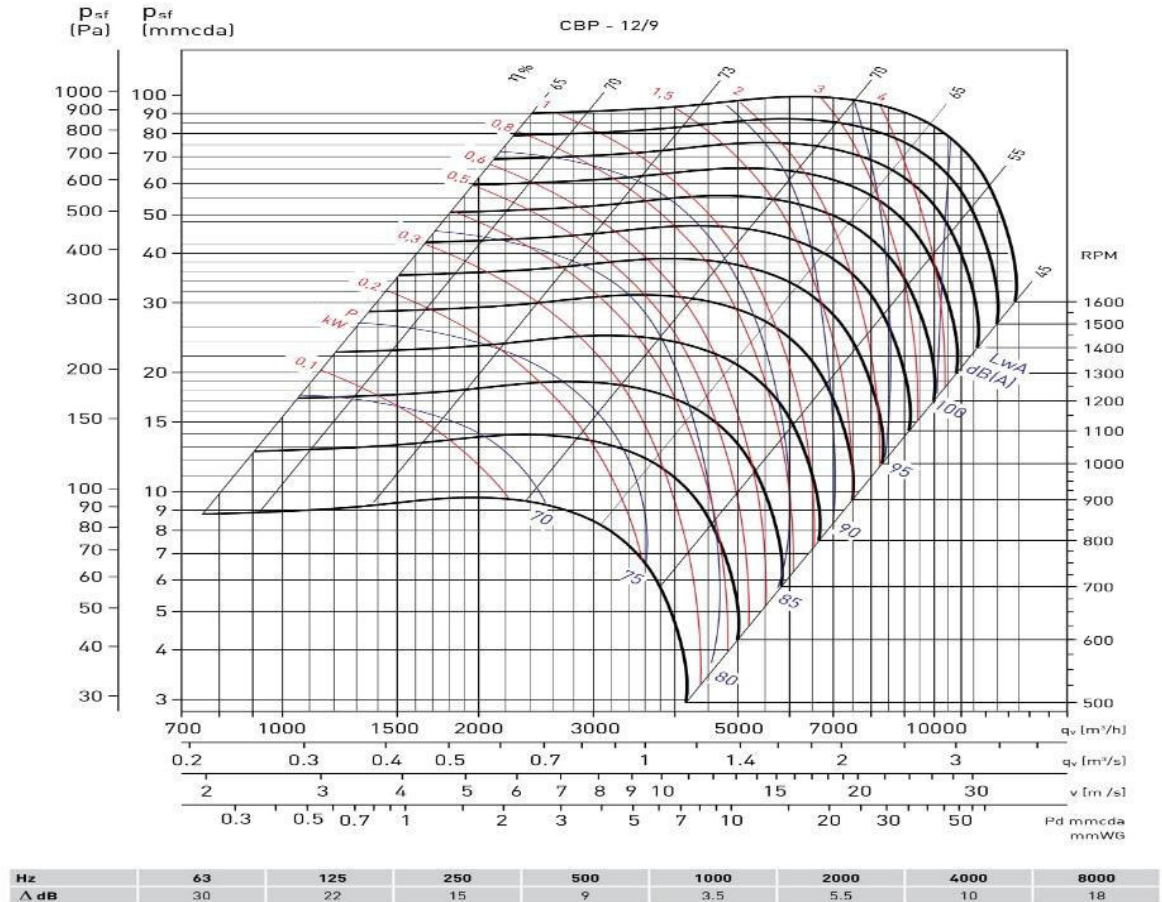


Figura 3.5 Selección del inyector y ubicación condiciones de uso

Fuente: Catalogo General de la empresa fabricante de ventiladores Soler y Palau, edición Julio 2008 España.

Tabla 3.53 Selección de tipo de inyector y extractor de aire

Tipo de Ventilador	Manejo de Flujo	Tipo de Alabe	Uso
Centrifugo	Doble entrada o aspiracion	Curvada hacia Adelante	Inyector
	Simple Entrada o Aspiracion	Curvada hacia Atrás	
	Centrifugo en Linea	Radiales (paleta)	Extractor
		Inclinada hacia Atrás	
Axial	Alteas Axial		
	Tubo Axial		
Helicocentrifugo	Flujo Mixto (axial Centrifugo en linea)	Axial - Radial	

Fuente: Elaboración Propia

3.12.5 Resultado de capacidad del inyector (Booster) y condiciones de trabajo.

Tabla 3.54 equipos de Inyectores y para metros de operación.

Area a Climatizar	Capacidad Termica	Caudal de Diseño	Caudal Sala L.	Caudal Recirculado	Caida de P. Total	P. de Motor	RPM trabajo	Diametro de turbina	Db(ruido)
Area de Pesada	72000 Btu/hr	2400 CFM	954 CFM	1446 CFM	50.00 mm cda	1.5 hp	1200	12/9 in	83
Preparacion de Materiales	72000 Btu/hr	2400 CFM	934 CFM	1466 CFM	62.25 mm cda	2.0 hp	1300	12/9 in	81
Preparacion de Liquidos	72000 Btu/hr	2400 CFM	928 CFM	1472 CFM	42.00 mm cda	1.5 hp	1100	12/9 in	77
Envasado de Liquidos	48000 Btu/hr	1600 CFM	635 CFM	965 CFM	64.50 mm cda	1.5 hp	1300	12/9 in	78
Fabricacion de Inyectables	60000 Btu/hr	1600 CFM	587 CFM	1013 CFM	46.50 mm cda	3.0 hp	1300	12/9 in	86
Envasado de Inyectables	48000 Btu/hr	2000 CFM	726 CFM	1274 CFM	83.00 mm cda	1.0 hp	1100	12/9 in	77

Fuente: Elaboración Propia

3.13 Cálculo y selección de resistencia eléctrica (kW)

La fórmula estimada para seleccionar la potencia en el calentamiento del aire en grados Fahrenheit.

$$\Delta t = \frac{kw \cdot 3.144}{CFM} \quad , \quad kw = \frac{\Delta T \times CFM}{3.144}$$

Una vez determinada la carga térmica se define la capacidad del calentador en KW

$$1kw = 3,144 \frac{BTu}{hr}$$

Como Ejemplo se calcula la selección de la Resistencia para el área de pesada

$$CFM = 954 \quad , \quad \Delta T = 39 \text{ } ^\circ F$$

$$kw = \frac{39 \times 954}{3.144} = 11.80 \text{ KW}$$

Tabla 3.55 Resultados de la Resistencia Eléctrica EN KW

AREA A CLIMATIZAR	DIFERENCIA TEMP. °F	CAUDAL INYECCION A SALA CFM	CAUDAL TOTAL DEL SISTEMA ENFRIAMIENTO	VELOCIDAD RECOMENDAD A PIES/MIN	CAPACIDAD R.E KW
Área de Pesada	39	954	2000	1300	11.80
Preparación de Materiales	39	934	2000	1250	11.60
Preparación de líquidos	39	928	2000	1220	11.50
Envasado de Líquidos	39	587	1200	550	7.3
Fabricación Inyectables	39	635	1600	650	7.9
Envasado de Inyectables	39	726	1600	700	9

Fuente: Elaboración Propia

3.14 Calculo de Caudal del inyector y extractor de aire para áreas no clasificadas

$$CFM = N \times \frac{V}{60}$$

$$CFM = 40 \times \frac{5.25 \times 2.4}{60} \times 35.3 = 296CFM$$

Tabla 3.56 Resultados de la Caudal CFM de Inyector y extractor de aire para áreas no clasificados ventilación con 100% de aire exterior

AREA A CLIMATIZAR	Área T. m2	Altura m	Renovación de aire por hora (Ca)	Caudal m3/hr	Caudal CFM	Clasificación de la sala	C. Filtro Final %	Presión del Ambiente
Esclusa Principal de Ingreso de materiales	5.25	2.4	40	504 – 0	296 – 0	No Clasificado	90	Positivo
Esclusa principal de Ingreso Personal	2.39	2.4	88	505 - 0	297 – 0	No Clasificado	90	Positivo
Vestidor mujeres	8.13	2.4	21	410 – 700	241 – 412	No Clasificado	90	Negativo
Vestidor varones	7.88	2.4	20	378 – 700	222 – 412	No Clasificada	90	Negativo
Corredor Principal	46.63	2.4	16	1791 - 3500	1054 - 2058	No Clasificada	90	Negativo

Fuente: Elaboración propia

Caudal Total Inyección = 2110CFM

Caudal Total de Extracción = 2842CFM

CAPÍTULO IV

4.1 Calculo de costos de equipos materiales y costo de instalación

En la presente capitulo se presenta cálculo de costo total por equipamiento de aire acondicionado de uso confort, costo por equipamiento de los equipos 100% aire fresco para salas Limpias y costo por equipamiento de sistema de ventilación de áreas no clasificadas. Donde se detalla equipos, materiales y accesorios de control y para puesta en marcha.

Tabla 4.1 Costo de equipos e instalación aire acondicionado uso confort

ITEM	DESCRIPCION	UNID.	METRADO	UNITARIO	SUB. TOTAL
1	Costo de equipos de aire acondicionado del tipo split piso techo - Marca: Carrier, - Capacidad : 24,000 Btu/hr, - Tipo de Compresor: Scroll - Refrigerante: R410A, Funcion: Frio Solo - Tensión eléctrica 220V-3F-60Hz.", SEER 13	Unid.	1	2,980.00	2,980.00
2	Costo de equipo de aire acondicionado tipo split piso techo - Marca: Carrier, - Capacidad : 36,000 Btu/hr, - Tipo de Compresor: Scroll - Refrigerante: R410A, Funcion: Frio Solo - Tensión eléctrica 220V-3F-60Hz.", SEER 13	Unid.	1	4,390.00	4,390.00
3	Costo de equipo de aire acondicionado tipo split piso techo - Marca: Carrier, - Capacidad : 60,000 Btu/hr, - Tipo de Compresor: Scroll - Refrigerante: R410A, - Funcion: Frio Solo - Tensión eléctrica 220V-3F-60Hz.", SEER 13	Unid.	1	1,980.00	1,980.00
4	COSTO DE MATERIALES: Incluye tuberia de cobre de 3/4", 1/2", 3/8" y 1/4", Codos uniones, aislamiento termico armaflex, gas refrigerante, Kit de equipo de soldar, bases metalicas y pernos esparragos para anclaje.	Unid.	3	1,980.00	5,940.00
5	COSTO DE MANO DE OBRA: Montaje e instalacion con recurrido y soldado de tuberias, presurizacion, vacio total y carga de gas refrigerante R410A, cableado electrico de fuerza y mando.	Unid.	3	610.00	1,830.00
TOTAL SOLES INCLUYE EL I.G.V					17,120.00

Fuente: Elaboración propia

Tabla 4.2 Costo de Equipos Split ducto para Climatizacion

ITEM	DESCRIPCION	UNID.	METRADO	UNITARIO	SUB. TOTAL
1	"COSTO DE EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO DEL TIPO SPLIT DUCTO - Marca: Carrier, - Capacidad : 72,000 Btu/hr, - Tipo de Compresor: Scroll - Refrigerante: R410A, Funcion: Frio Solo - Tensión eléctrica 220V-3F-60Hz.", SEER 13	Unid.	3	12,850.00	38,550.00
2	"COSTO DE EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO DEL TIPO SPLIT DUCTO - Marca: Carrier, - Capacidad : 48,000 Btu/hr, - Tipo de Compresor: Scroll - Refrigerante: R410A, Funcion: Frio Solo - Tensión eléctrica 220V-3F-60Hz.", SEER 13	Unid.	2	7,800.00	15,600.00
3	"COSTO DE EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO DEL TIPO SPLIT DUCTO - Marca: Carrier, - Capacidad : 60,000 Btu/hr, - Tipo de Compresor: Scroll - Refrigerante: R410A, - Funcion: Frio Solo - Tensión eléctrica 220V-3F-60Hz.", SEER 13	Unid.	1	9,970.00	9,970.00
4	COSTO DE INYECTOR O BOOSTER: Tipo centrífugo de doble entrada, con gabinete, caudal 954 (1000) CFM, Marca Soler Y Palau, Voltaje 220V-3F-60Hz. Potencia de Motor 2.2 hp.	Unid.	1	4,875.00	4,875.00
5	COSTO DE INYECTOR O BOOSTER: Tipo centrífugo de doble entrada, con gabinete, caudal 934 (1000) CFM, Marca Soler Y Palau, Voltaje 220V-3F-60Hz. Potencia de Motor 2.2 hp.	Unid.	1	4,875.00	4,875.00
6	COSTO DE INYECTOR O BOOSTER: Tipo centrífugo de doble entrada, con gabinete, caudal 934 (1000) CFM, Marca Soler Y Palau, Voltaje 220V-3F-60Hz. Potencia de Motor 2.2 hp.	Unid.	1	4,875.00	4,875.00
7	COSTO DE INYECTOR O BOOSTER: Tipo centrífugo de doble entrada, con gabinete, caudal 587 (600) CFM, Marca Soler Y Palau, Voltaje 220V-3F-60Hz. Potencia de Motor 1.2 hp.	Unid.	1	3900.00	3,900.00
8	COSTO DE INYECTOR O BOOSTER: Tipo centrífugo de doble entrada, con gabinete, caudal 635 (650) CFM, Marca Soler Y Palau, Voltaje 220V-3F-60Hz. Potencia de Motor 1.2 hp.	Unid.	1	3900.00	3,900.00
9	COSTO DE EQUIPO EXTRACTOR DE AIRE, tipo centrífugo de Simple Aspiracion, Caudal 670, 680, 680 y 680 CFM, Voltaje 220V- 1F-60Hz.	Unid.	4	2820.00	11,280.00
10	COSTO DE EQUIPO EXTRACTOR DE AIRE, tipo centrífugo de Simple Aspiracion, Caudal 420,420 CFM, Voltaje 220V- 1F-60Hz.	Unid.	2	2480.00	4,960.00

TOTAL EQUIPOS INCLUYE I.G.V S/.

102,785.00

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 4.3 Costo de Materiales Para Instalación de Equipos de Climatizacion

ITEM	ESPECIFICACIÓN TECNICA	MEDIDA	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	PRECIO PARCIAL
1	Materiales para montaje e instalacion: Incluye tuberias de cobre de 7/8", 3/4", 1/2" y 3/8", Manga Aislante tipo armaflex, codos uniones de cobre, soldadura de plata y materiales consumibles, soportes metalicos, Angulos Uni Strung, Pernos, Anclajes, sikaflex para sellado de ductos.	Glb.	1	12,800.00	12,800.00
COSTO EN NUEVOS SOLES MATERIALES INCLUYE I.G.V:					12,800.00

Fuente: Elaboración Propia

Tabla 4.4 Costo de Equipos Secundarios y Accesorios

ITEM	DESCRIPCION	UNID.	CANT.	P. UNITARIO	SUB. TOTAL
1	Costo de Resistencia electrica de 6+6 KW (12 kw) tipo tubular aletada, material del fleje de acero inoxidable 304-2B, fabricado para trabajar en 2 etapas, placa para soporte de resistencia, terminales con pernos para conexión, características eléctricas: 220V-2F-60Hz.	Unid.	3	1390.00	4,170.00
2	Costo de Resistencia electrica de 5 + 2.5 KW(7.5KW) tipo tubular aletada.	Unid.	1	1040.00	1,040.00
3	Costo de Resistencia electrica de 4 + 4 KW(8KW) tipo tubular aletada.	Und.	1	1120.00	1,120.00
4	Costo de Resistencia electrica de 4.5 + 4.5 KW(9KW) tipo tubular aletada.	Und.	1	1200.00	1,200.00
5	Costo de Controlador de temperatura y humedad. Marca: Full Gauge, Modelo: MT-530 Super 115/230V. Kit de control incluye Contactor, Releí, Transformador y tablero con circuito de control y automatización.	Unid.	6	1368.00	8,208.00
6	venta e Instalación de Swich de presión diferencial.	Unid.	6	1128.60	6,771.60
7	Costo de Caja portafiltro para alojar (01) filtro HEPA terminal de 24"x24"x6", comprende: Fabricación de Marco, Contramarco en acero inoxidable calidad 304-2B • Incluye tomamuestra para prueba de integridad y diferencial de presión. • Angulo de 1/8" x 1 1/2" (marco y contramarco), Pernos de 5/16", Acabado mate 304 2b - Instalación de CPF, hermetizado de todo el perímetro.	Unid.	4	786.60	3,146.40
8	Costo de Caja portafiltro para alojar (01) filtro HEPA terminal de 24"x24"x3"	Unid.	8	729.60	5,836.80
9	Costo de Caja portafiltro para alojar (01) filtro HEPA terminal de 24"x24"x12"	Unid.	2	1111.50	2,223.00
10	Venta de Caja Portafiltro para (03) Filtros (01 Lavable, 01 Pre-Pleat 35%, 01 Bolsa 95%) - Fabricado con plancha galvanizado de 1/20" de espesor reforzado con dobles y perfiles Bridas de ángulo de fierro de 1-1/2"x1/8" para conexión con el sistema de ductos - Sistema de ajuste para filtro de carbon y tapa de fácil acceso para cambio de los filtros - Forrado interior de caja portafiltro con armaflex y hermetizado con sikaflex sanitario. - Pintado exterior con base zincromato y acabado en esmalte anti corrosivo color gris - Montaje e instalación de caja porta filtro en su lugar de operación. - Hermetizado de todo el perímetro con termomayólica Tekno. - Se considera puertos para medición de presión diferencial.	Unid.	8	752.40	6,019.20
11	Caja Portafiltro para (06) Filtros (02 Lavable, 02 Pre-Pleat 35%, 02 Bolsa 95%)	Unid.	1	957.60	957.60
12	Caja Portafiltro para (02) Filtros (01 Lavable sintético, 01 Pre-Pleat 35%)	Unid.	2	410.40	820.80
13	Venta de Caja Portafiltro para (06) Filtros (03 Lavable sintético, 03 Pre-Pleat 35%)	Unid.	1	558.60	558.60
14	Filtro de aire lavable Sintético, Marca: Purolator de 24"x24"x2", marco de fierro galvanizado	Unid.	15	98.00	1,470.00
15	Filtro de aire Corrugado marca: Venfilter, Merv 8, tipo Pre-Pleat 24"x24"x2", Eficiencia 35%.	Unid.	15	112.86	1,692.90
16	Filtro de BOLSA, marca: Purolator, dimensiones 24"x24"x22" pulg., Eficiencia: 95%	Unid.	10	380.00	3,800.00
17	Filtro HEPA, Marca: Venfilter o Similar, dimensiones 24"x24"x6" pulg., Eficiencia 99.99%	Unid.	4	1251.72	5,006.88
18	Filtro de aire HEPA, marca: Purolator, dimensiones 24"x24"x3" pulg., Eficiencia 99.99%	Unid.	9	1128.60	10,157.40
19	Filtro de aire HEPA, marca: Purolator, dimensiones 24"x24"x12" pulg., Eficiencia 99.99%	Unid.	2	1345.20	2,690.40
20	Venta de ductos metálicos, fabricados con plancha galvanizada, dimensiones según distribución, incluye fabricación de soportes metálicos y correderas.	Lote	1	54,366.60	54,366.60
21	Venta de Aislamiento termico para forrado de ductos con lana de vidrio de 1-1/2", protegido con foil de aluminio y cintas de aluminio para los traslapes en las juntas.	Lote	1	28,876.20	28,876.20
22	Venta de difusores de aire con damper, fabricadas con plancha de Acero galvanizado, pintado de color blanco.	Lote	1	2,496.60	2,496.60
23	venta de rejillas de extracción de aire con damper, fabricadas con plancha de Acero galvanizado, pintado de color blanco.	Lote	1	3,565.92	3,565.92
24	Venta de manometro diferencial de presión de columna inclinada, marca: Dwyer modelo: Mark II para los ambientes. Instalación de los puertos de Hi y Low con placa de acero inoxidable 304. Uno para cada Puerta.	Unid.	39	262.20	10,225.80

TOTAL EQUIPOS INCLUYE I.G.V S/.

166,420.70

Fuente: Elaboracion Propia

Tabla 4.5 Costo de montaje e instalación

ITEM	ESPECIFICACIÓN TÉCNICA	MEDIDA	CANTIDAD	PRECIO UNITARIO	PRECIO PARCIAL
1	Montaje e instalación de sistema de refrigeración del equipo de aire acondicionado de 72,000 , 48,000 Y 60,000 Btu/hr. Incluye materiales y base metálica puesta en funcionamiento.	Und.	6	2,701.80	16,210.80
2	Montaje e Instalación e Inyector (Booster) Y Extractor .	Und.	12	320.00	3,840.00
3	Supervisión de Ingeniero, Pruebas y Ajustes del sistema en Conjunto.	Und.	1	3,900.00	3,900.00
COSTO EN NUEVOS SOLES MANO DE OBRA Y SUPERVISION INCLUYE I.G.V:					23,950.80

Fuente: Eleboracion Propia

Tabla 4.6 Resumen de Costos equipo de Climatización

ITEM	DETALLE DE ACTIVIDAD Y COSTO	PRECIO PARCIAL S/.
1	COSTO EN SOLES DE EQUIPOS INCLUYE I.G.V	102,785.00
2	COSTO EN SOLES DE ACCESORIO PARA EQUIPOS INCLUYE I.G.V	166,420.70
3	COSTO EN SOLES MATERIALES INCLUYE I.G.V	12,800.00
4	COSTO EN SOLES MANO DE OBRA Y SUPERVISION INCLUYE I.G.V:	23,950.80
COSTO TOTAL EN SOLES EQUIPAMIENTO DEL SISTEMA INCLUYE I.G.V:		305,956.50

Fuente: Elaboración Propia

CONCLUSIONES

- a. La clasificación inicial teórica de las salas se comprobó mediante una validación de la sala donde se realizó pruebas de conteo de partículas, medición de cuales, temperatura, humedad y gradiente de presiones de las diferentes salas. El cual fue validado como salas de clase ISO 8 (100,000), ISO 7 (10,000) y ISO 5 (100).
- b. En el cálculo de la carga térmica del sistema de Aire acondicionado para condiciones de Confort, se consideró todo lo que sede calor ala sala, el resultado del calor total de las diferentes áreas fue menores de la capacidad de equipos que se fabrica por lo tanto se selección equipos de mayor capacidad como el caso del almacén de materia prima la carga térmica es de 20,746.6 Btu/hr y se selecciona un equipo de 24,000 Btu/hr no se selecciona un equipo de menor capacidad porque sería de 18,000 Btu/hr y no cubriría la demanda requerida..
- c. Con la clasificación inicial de la sala se tenía como dato el caudal de inyección de aire para cada sala y el dato principal para realizar el cálculo de la carga térmica y todos los componentes del sistema de climatizacion. Al realizar el cálculo de carga térmica y selección de los equipos de refrigeración se pudo observar que el equipo seleccionado trabaja con caudal de aire mayor al caudal que se necesita en la sala. Según los fabricantes de equipos de aire acondicionado un equipo de 120000 btu/hr requiere un caudal de 400 cfm el cual debe pasar por el intercambiador de calor. Por lo tanto, para un equipo de 72,000 Btu/hr que seleccionamos para el área de pesada el caudal de trabajo del evaporador es de 2400 cfm y el caudal necesario para la sala es de 954 cfm. Por lo tanto 1,446 cfm se recircula desde la salida del sistema hacia la caja de mezcla, para el cálculo del Booster se usa el caudal del equipo de refrigeración y la caída de presión total de todo el sistema. Para el cálculo de la resistencia eléctrica se realiza con 954 cfm. Para la selección de los filtros hepa terminales se usó velocidades de aire menores de 0.5 m/s. Para el control de humedad y temperatura se eligió trabajar con un control Full Gauge Modelo MT-530 y durante la prueba se vio conveniente controlar el Booster con Variador de Velocidad y un diferencial de presión.

- d. Con el cálculo y selección de equipos de inyección y extracción de aire para las áreas no clasificadas se logró controlar la diferencia de presiones para proteger a las áreas clasificadas. Se consiguió una temperatura de 24°C hasta 28°C y una humedad relativa mayor a 80%. Para filtrar el ingreso de aire se usó filtros de media eficiencia de 90% a 95%.

RECOMENDACIONES

- a. Se debe tener mucho cuidado durante la clasificación de la sala, una mala clasificación se puede elegir equipos muy grandes o equipos demasiado pequeños.
- b. Durante la prueba de funcionamiento del sistema es recomendable hacer con planta parada y planta en operación. Ya que las condiciones ambientales cambien por la actividad dentro de cada sala.
- c. Se recomienda realizar un programa de mantenimiento de los equipos térmicos y cambio programado de filtros de baja y alta eficiencia.
- d. En el proceso de diseño y instalación de partes y accesorios es necesario tener especial cuidado en instalación de los filtros de aire, debe quedar a presión y encaje exacto para evitar paso de aire sin filtrar.
- e. En el diseño e instalación de ductos se debe tomar en cuenta que la presión de aire es muy alta en el ducto que alimenta a los filtros terminales. (selección de espesor adecuado del ducto y sellado de todas las uniones con Sikaflex sanitario).

BIBLIOGRAFIA

Ángel Luis Miranda. (2007). Condiciones de Bienestar. En Boixareu (Ed.).

Carrier Air Conditioning CO. (2009). Análisis del Local y estimación de la Carga. En McGraw-Hill (Ed.). Manual del aire acondicionado (3-4). Barcelona: Marcombo S.A.

Edward G. Pita (1994). Calculo de cargas de enfriamiento. Compañía Editorial Continental

Enrique Carnicer Royo (2000). Acondicionamiento de Aire Paraninfo S.A(Ed). Aire Acondicionamiento (58-64). Madrid: Graficas ROGAR.

Mino Covo S.A Arenales 2021, 5to “3” te 83-9946 1121-Buenos Aires Argentina.

Néstor Antonio Endirica Armijos, Tesis: Diseño de un Sistema de climatización para la Clínica Hospital Esperanza de la Ciudad de Machala, – Cuenca Ecuador.

Q.F. Ricardo Giraldo Ramírez Latfar Curso de Actualización Diseño, construcción y validación de sistemas en industria farmacéutica y cosmética agua y aire.

S.A (Ed). Acondicionamiento de aire (133 –134 y 142-144 y 249). México: Grupo Patria Cultural.

ANEXO

a.- Plano IM-01 de distribución de lógica de funcionamiento del laboratorio y Sentido de flujo de Aire.

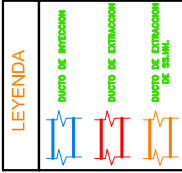
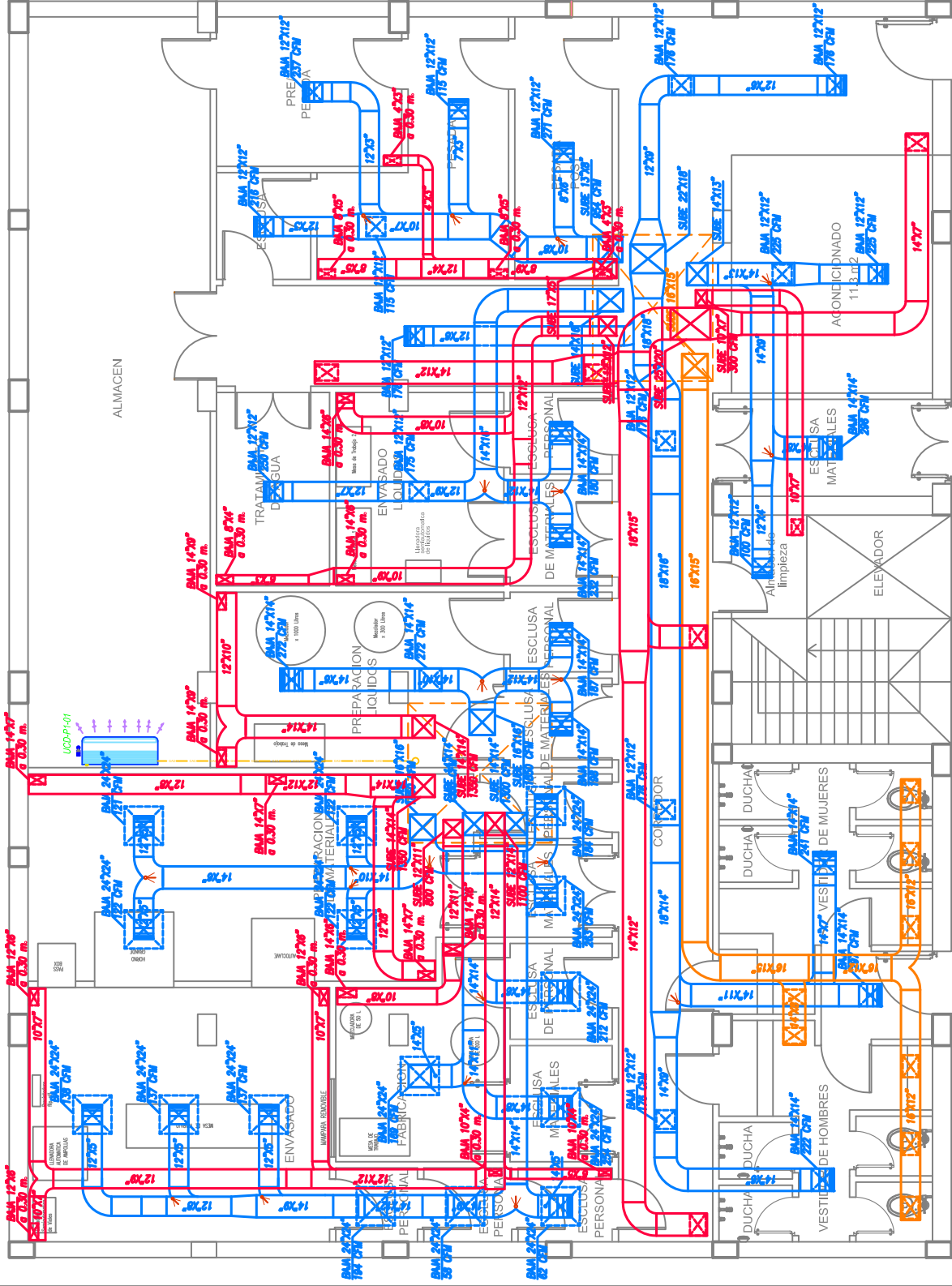
b.- Plano IM-02 Distribución de ducterías de suministro e extracción de aire.

c.- Plano IM-03 de distribución de rejillas y filtros terminales hepa 99.99%

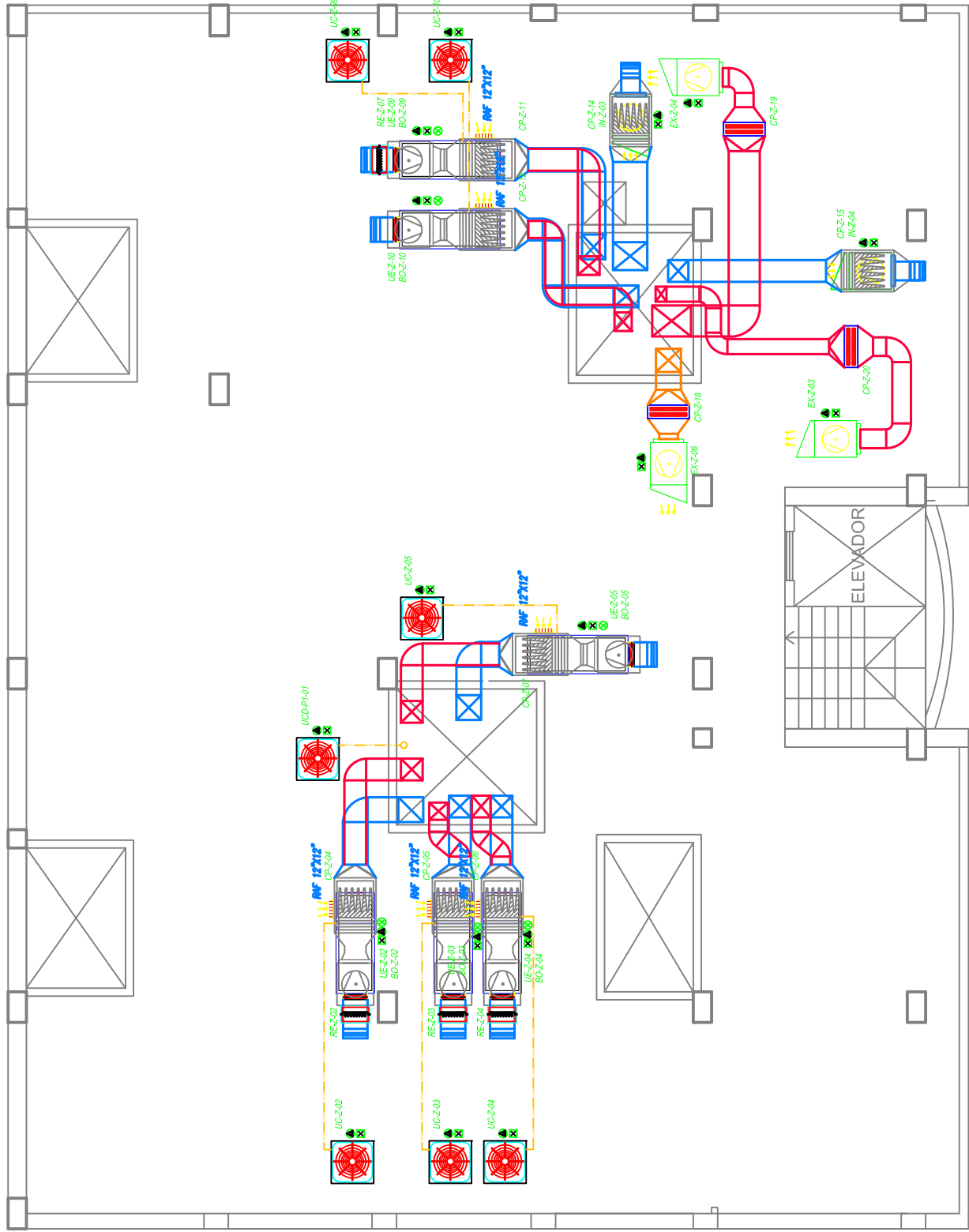
d.- Plano IM-04 de distribución de equipos y Accesorios en la azotea

e.- Plano IM-05 Esquema de Instalación de sistema de Climatización

f.- Plano IM-06 detalles de partes y accesorios de los equipos de climatización del presente cálculo.



UNIVERSIDAD NACIONAL MAYOR DE SAN MARCOS FACULTAD DE CIENCIAS FISICAS - E.P. INGENIERIA MECANICA DE FLUIDOS	
PLANO : SISTEMA HVAC PARA SALAS LIMPIAS DISTRIBUCION DE DUCTERIA DE SUMINISTRO Y EXTRACCION - PRIMER NIVEL	
UBICACION : Calle Los Algarrobos B1-27, San Juan de Miraflores	
ELABORADO POR : BACHILLER CARLOS H. LAZARTE LAZARTE	
FECHA : JUNIO 2016	PT DE PLANO:
ESCALA : 1:100	
ESPECIFICACIONES : S.E.	
IM-02	



LEYENDA	
	DUCTO DE PLANCHA GALVANIZADA (Dimensiones en pulgadas)
	TUBERIA DE COBRE
	PUNTO DE ALIMENTACION ELECTRICA
	PUNTO DE DRENAJE
	CAJA DE CONTROL
	UNIDAD EVAPORADORA
	UNIDAD CONDENSADORA
	UNIDAD EVAPORADORA DECORATIVO
	UNIDAD CONDENSADORA DECORATIVO
	RESISTENCIA ELECTRICA
	CAJA BOOSTER
	INYECTOR
	EXTRACTOR
	CAJA PORTAFILTRO

UNIVERSIDAD NACIONAL MAYOR DE SAN MARCOS
FACULTAD DE CIENCIAS FISICAS - E.P. INGENIERIA MECANICA DE FLUIDOS

PLANO : SISTEMA HVAC PARA SALAS LIMPIAS
 DISTRIBUCION DE EQUIPOS Y DUCTOS EN AZOTEA

UBICACION : Calle Los Algarrobos B1-27, San Juan de Miraflores

ELABORADO POR : BACHILLER CARLOS H. LAZARTE LAZARTE

FECHA: JUNIO 2018

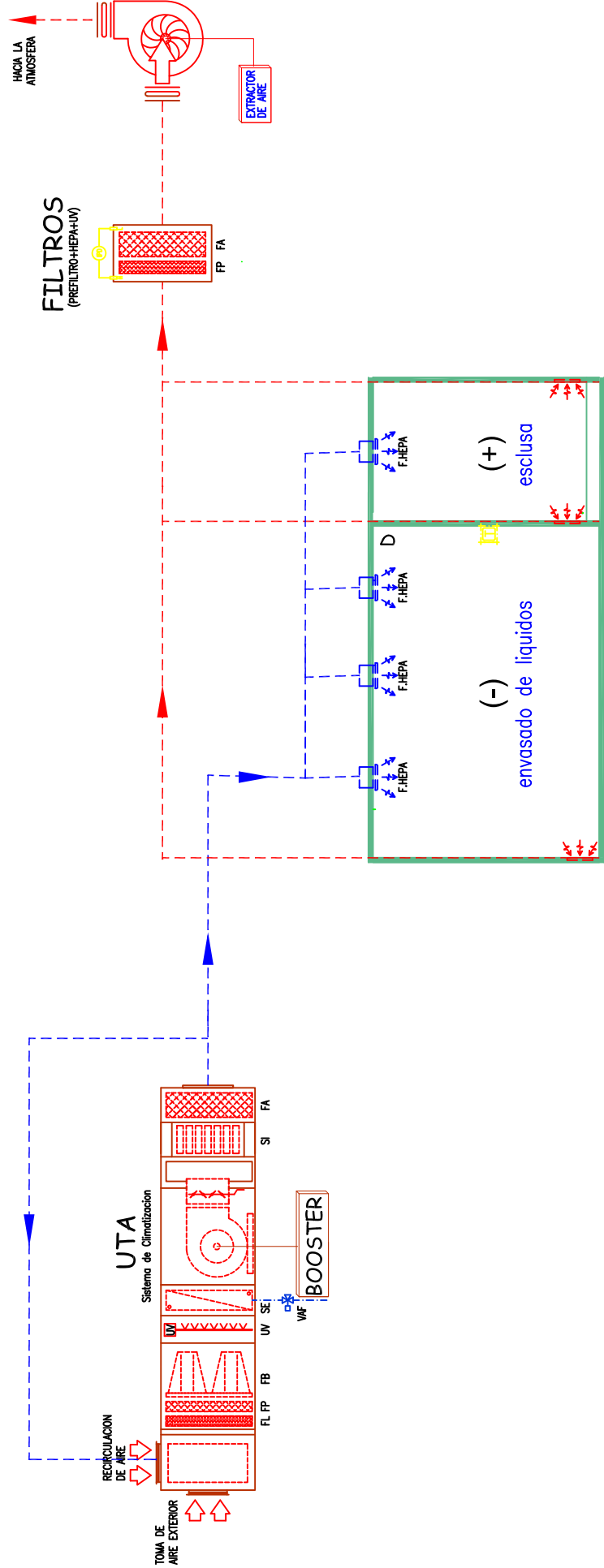
REVISOR: 1000

REVISOR: SAE

IM-04

ESQUEMA DE INSTALACION DE SISTEMA HVAC PARA SALAS LIMPIAS

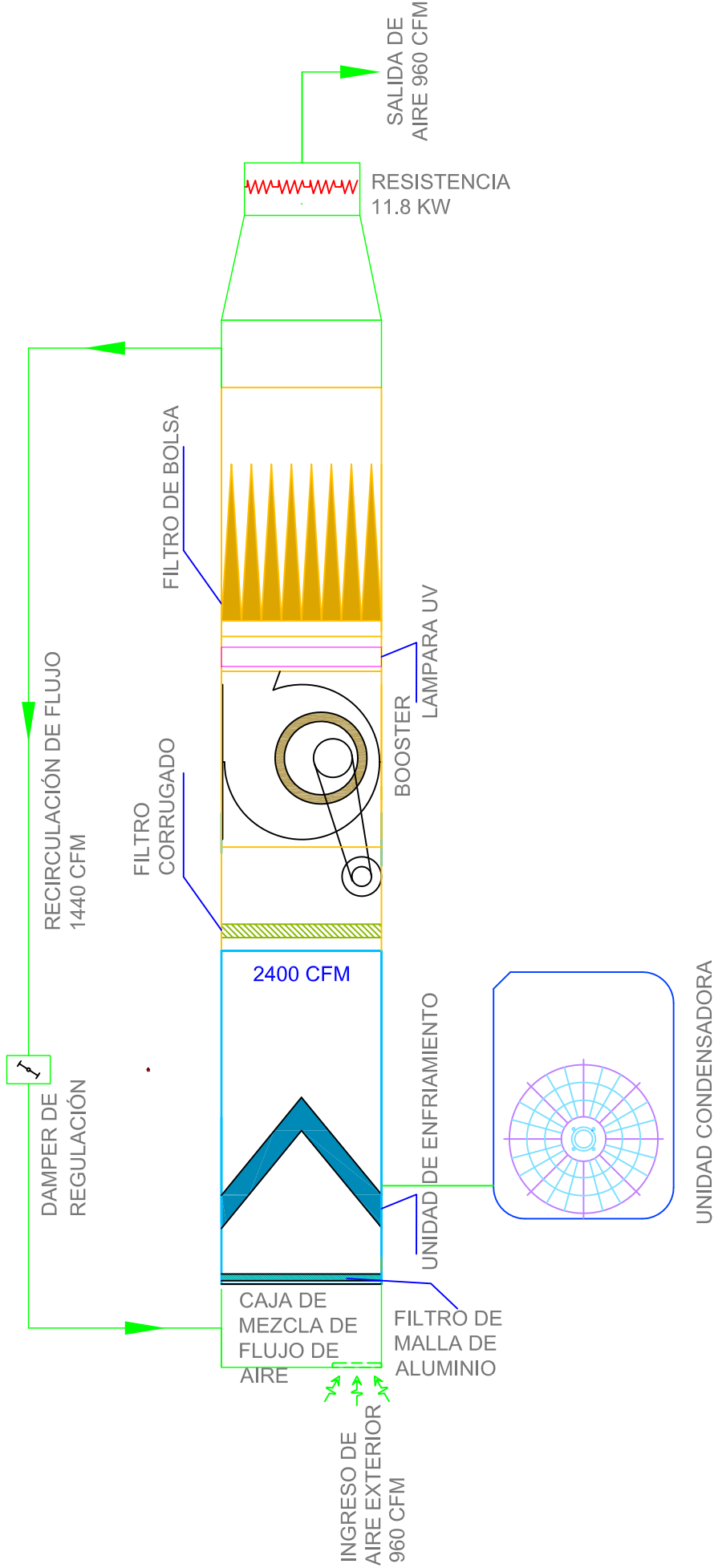
(Laboratorio Veterinario)



LEYENDA	
	DUCTO DE DISTRIBUCION
	DUCTO DE EXTRACCION

UNIVERSIDAD NACIONAL MAYOR DE SAN MARCOS FACULTAD DE CIENCIAS FISICAS - E.P. INGENIERIA MECANICA DE FLUIDOS	
PLANO :	SISTEMA HVAC PARA SALAS LIMPIAS ESQUEMA DE INSTALACION DE SISTEMAS DE HVAC PARA SALAS LIMPIAS
UBICACION :	Calle Los Algarrobos B1-27, San Juan de Miraflores
ELABORADO POR :	BACHILLER CARLOS H. LAZARTE
FECHA:	JUNIO 2018
VERSIÓN:	0100
ESC. PLAN:	S.E
IM-05	

ESQUEMA DE CLIMATIZACIÓN PARA SALAS LIMPIAS AREA DE PESADA



UNIVERSIDAD NACIONAL MAYOR DE SAN MARCOS FACULTAD DE CIENCIAS FÍSICAS - E.P. INGENIERÍA MECÁNICA DE FLUIDOS		
PLANO :	SISTEMA HVAC PARA SALAS LIMPIAS ESQUEMA DE SISTEMAS DE CLIMATIZACIÓN PARA SALAS LIMPIAS	
UBICACIÓN :	Calle Los Algarrobos B1-27, San Juan de Miraflores	
ELABORADO POR :	BACHILLER CARLOS H. LAZARTE	
FECHA:	JUNIO 2018	1º DE PLANO:
LENG. DIB.	1:100	ESC. PLAN:
ESC. PLAN:	S/AE	IM-06